

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2003 年 8 月 28 日 (28.08.2003)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 03/071101 A1

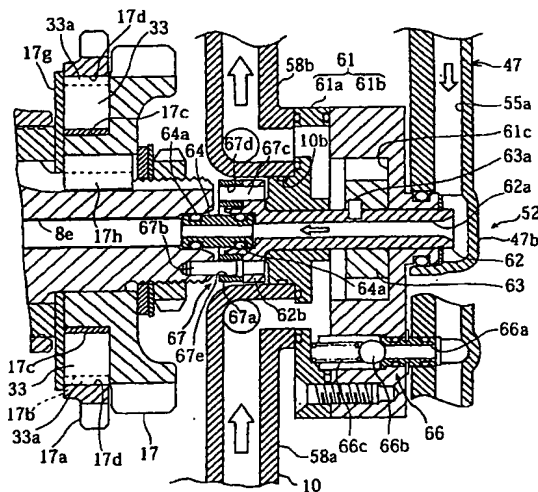
- (51) 国際特許分類: F01M 1/02, 1/06, 11/03
- (21) 国際出願番号: PCT/JP03/01824
- (22) 国際出願日: 2003 年 2 月 19 日 (19.02.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2002-43833 2002 年 2 月 20 日 (20.02.2002) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ヤマハ発動機株式会社 (YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒438-8501 静岡県 磐田市 新貝 2500 番地 Shizuoka (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 内海 洋司 (UT-SUMI, Yoji) [JP/JP]; 〒438-8501 静岡県 磐田市 新貝

- 2500 番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).
伊藤 正博 (ITO, Masahiro) [JP/JP]; 〒438-8501 静岡県 磐田市 新貝 2500 番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 下市 努 (SHIMOICHI, Tsutomu); 〒550-0004 大阪府 大阪市 西区 鞆本町一丁目 19 番 23-715 号 Osaka (JP).
- (81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AU, BA, BB, BR, BZ, CA, CN, CO, CR, CU, DM, DZ, EC, GD, GE, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KP, KR, LC, LK, LR, LT, LV, MA, MG, MK, MN, MX, NO, NZ, OM, PH, PL, RO, SC, SG, TN, TT, UA, US, UZ, VC, VN, YU, ZA.
- (84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SI, SK, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: ENGINE LUBRICATING DEVICE

(54) 発明の名称: エンジンの潤滑装置



(57) Abstract: An engine lubricating device having a lubricating oil pump driven for rotation by a crank shaft to feed lubricating oil under pressure to a lubrication subject portion, wherein the lubricating oil pump is connected to one end of the crank shaft such that the pump shaft is substantially coaxial with the crank shaft, the lubricating oil pump being formed with a pump interior oil feed passageway extending from the opposite side of the crank shaft to the crank shaft side, one end of the pump interior oil feed passageway communicating with a crank shaft interior oil feed passageway formed in the crank shaft to feed oil to the lubrication subject portion of the crank shaft, the other end communicating with a delivery port of the lubricating oil pump through a lubricating oil passageway.

[続葉有]

WO 03/071101 A1



特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(57) 要約:

クランク軸によって回転駆動され被潤滑部に潤滑油を圧送する潤滑油ポンプを備えたエンジンの潤滑装置において、上記潤滑油ポンプをクランク軸の一端にポンプ軸がクランク軸と実質的に同軸をなすように接続配置し、該潤滑油ポンプにポンプ内給油通路をクランク軸の反対側からクランク軸側に貫通するように形成し、該ポンプ内給油通路の一端をクランク軸に形成されクランク軸の被潤滑部に給油するクランク軸内給油通路に連通させるとともに、他端を潤滑油通路を介して上記潤滑油ポンプの吐出口に連通させた。

明 細 書

エンジンの潤滑装置

技術分野

本発明は、クランク軸によって回転駆動され被潤滑部に潤滑油を圧送する潤滑油ポンプを備えたエンジンの潤滑装置に関する。

背景技術

エンジンの潤滑装置として、従来例えば、特開平10-339124号公報に記載されているように、クランク軸の一端に潤滑油ポンプを直接装着したもの、あるいは実開平5-52205号公報に記載されているように、クランク軸の一端に潤滑油ポンプを配置し、該ポンプのポンプ軸とクランク軸とを継手ピースにより連結したものがある。

上記クランク軸の一端に潤滑油ポンプを直接連結したものでは、クランク軸に芯振れが生じると、これが直接潤滑油ポンプのインナロータを振り回すこととなり、潤滑油ポンプの耐久性が低下する。そのためクランク軸の軸受部にできるだけ近い位置に潤滑油ポンプを配置する必要がある、潤滑油ポンプの配置位置上の自由度が狭いといった問題がある。

また上記クランク軸とポンプ軸とを継手ピースで連結したもでは、ポンプの吐出口を上記継手ピースの軸芯に形成された給油通路に直接連通させているため、潤滑油ポンプの吐出側にオイルフィルタを配置するのが困難といった問題がある。

本発明は、上記従来の問題点に鑑みてなされたものであり、クランク軸の振れの影響を回避でき、潤滑油ポンプの配置位置上の自由度を増大でき、また潤滑油ポンプ吐出側に例えばオイルフィルタを配置する場合等の設計上の自由度が高い

エンジンの潤滑装置を提供することを目的としている。

発明の開示

請求項 1 の発明は、クランク軸によって回転駆動され被潤滑部に潤滑油を圧送する潤滑油ポンプを備えたエンジンの潤滑装置において、上記潤滑油ポンプをクランク軸の一端にポンプ軸がクランク軸と実質的に同軸をなすように接続配置し、該潤滑油ポンプにポンプ内給油通路をクランク軸の反対側からクランク軸側に貫通するように形成し、該ポンプ内給油通路の一端をクランク軸に形成されクランク軸の被潤滑部に給油するクランク軸内給油通路に連通させるとともに、他端を潤滑油通路を介して上記潤滑油ポンプの吐出口に連通させたことを特徴としている。

請求項 2 の発明は、請求項 1 において、上記ポンプ軸に上記ポンプ内給油通路を形成し、該ポンプ軸と上記クランク軸とを軸直角方向の変位を吸収可能な継ぎ手により接続するとともに、上記ポンプ軸とクランク軸との間に連結パイプを上記軸直角方向の変位を吸収可能な介在させ、該連結パイプにより上記クランク軸内給油通路とポンプ内給油通路とを連通したことを特徴としている。

請求項 3 の発明は、請求項 1 又は 2 において、上記潤滑油ポンプは、クランクケースカバーに着脱可能に装着され、かつ該クランクケースカバーに着脱可能に装着されたポンプカバーにより覆われていること特徴としている。

請求項 4 の発明は、請求項 3 において、上記潤滑油通路の途中にオイルフィルタが介設されており、該オイルフィルタは、上記クランクケースカバーとこれに着脱可能に装着されたフィルタカバーとで形成されたフィルタ室内にエレメントを配設してなり、上記潤滑油通路の潤滑油ポンプ吐出口、オイルフィルタ間部分は上記クランクケースカバーに形成され、オイルフルタ、ポンプ内通路間部分はオイルフィルタを着脱可能に覆うフィタカバーに形成されていることを特徴としている。

請求項 5 の発明は、請求項 4 において、上記ポンプカバーとフィルタカバーが一体形成されていること特徴としている。

請求項 6 の発明は、請求項 4 又は 5 において、上記潤滑油ポンプの吸込み側通路と上記潤滑油通路の上記オイルフィルタ下流側とが圧力調整用リリース弁を介して連通されていることを特徴としている。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の一実施形態によるエンジンの右側面図である。

図 2 は、上記エンジンの断面平面展開図である。

図 3 は、上記エンジンの動弁装置を示す左側面図である。

図 4 は、上記動弁装置の断面背面図である。

図 5 は、上記エンジンのバルンサ装置を示す断面平面展開図である。

図 6 は、上記エンジンのシリンダヘッドの底面図である。

図 7 は、上記エンジンのシリンダボディの底面図である。

図 8 は、上記エンジンのシリンダボディーシリンダヘッド結合部の断面側面図である。

図 9 は、上記エンジンのシリンダボディーシリンダヘッド結合部の断面側面図である。

図 10 は、上記エンジンのシリンダボディークランクケース結合部の断面側面図である。

図 11 は、上記エンジンのバルンサ装置を示す左側面図である。

図 12 は、上記バルンサ装置の保持レバー取り付け部の拡大断面図である。

図 13 は、上記バルンサ装置の回動レバー構成部品の側面図である。

図 14 は、上記バルンサ装置のバルンサ駆動ギヤの緩衝構造を示す側面図である。

図 15 は、上記バルンサ装置の右側面図である。

図 1 6 は、上記エンジンの軸受ブラケットの断面右側面図である。

図 1 7 は、上記エンジンの軸受ブラケットの断面左側面図である。

図 1 8 は、上記エンジンの潤滑装置の模式構成図である。

図 1 9 は、上記潤滑装置の構成図である。

図 2 0 は、上記潤滑装置の潤滑油ポンプ回りの断面側面図である。

図 2 1 は、上記潤滑装置の断面左側面図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施の形態を添付図面に基づいて説明する。

図 1 ～図 2 1 は、本発明の一実施形態によるエンジンを説明するための図である。図において、1 は水冷式 4 サイクル単気筒 5 バルブエンジンであり、これはクランクケース 2 上にシリンダボディ 3、シリンダヘッド 4 及びヘッドカバー 5 を積層締結し、シリンダボディ 3 のシリンダボア 3 a 内に摺動自在に配置されたピストン 6 をコンロッド 7 によりクランク軸 8 に連結した概略構造を有する。

上記シリンダボディ 3 とクランクケース 2 とは、下フランジ部（ケース側フランジ部）3 b を貫通する 4 本のケースボルト 3 0 a を上記クランクケース 2 のシリンダ側合面 2 e 部分にねじ込むことにより結合されている。より具体的には、上記ケースボルト 3 0 a はアルミニウム合金製のクランクケース 2 の左、右壁部内にインサート鑄造により埋設された鉄合金製の軸受ブラケット 1 2、1 2'（後述する）のボルト結合部（結合ボス部）1 2 c に螺挿されている。なお、3 1 a はクランクケース 2 とシリンダボディ 3 との位置決め用ドエルピンである。

また上記シリンダボディ 3 とシリンダヘッド 4 とは 2 本の短ヘッドボルト 3 0 b 及び 4 本の長ヘッドボルト 3 0 c により結合されている。上記短ヘッドボルト 3 0 b は、シリンダヘッド 4 の吸気ポート 4 c 下部及び排気ポート下部に螺挿によって植設されて下方に延び、シリンダブロック 3 の上フランジ部 3 f を貫通して下方に突出している。そしてこの短ヘッドボルト 3 0 b の下方突出部に袋ナツ

ト 3 2 a を螺着することにより該上フランジ部 3 f ひいてはシリンダボディ 3 がシリンダヘッド 4 のシリンダ側合面 4 a に締め付けられている。

また上記長ヘッドボルト 3 0 c は、シリンダボディ 3 の下フランジ部 3 b に螺挿により植設されて上方に延び、シリンダブロック 3 の上フランジ部 3 f からさらにシリンダヘッド 4 のフランジ部 4 b を貫通して上方に突出している。そしてこの長ヘッドボルト 3 0 c の上方突出部に袋ナット 3 2 b を螺着することにより該下フランジ部 3 b ひいてはシリンダボディ 3 がシリンダヘッド 4 のシリンダ側合面 4 a に締め付けられている。

このようにシリンダボディ 3 とシリンダヘッド 4 とを結合するに当たって、シリンダボディ 3 の上フランジ部 3 f を短ヘッドボルト 3 0 b 及び袋ナット 3 2 a でシリンダヘッド 4 に締め付け固定するだけでなく、クランクケース 2 の合面 2 e にボルト締め結合された下フランジ部 3 b に長ヘッドボルト 3 0 c を植設し、該長ヘッドボルト 3 0 c 及び袋ナット 3 2 b によりシリンダボディ 3 をシリンダヘッド 4 のフランジ部 4 b に締め付け固定したので、燃烧圧力による引っ張り荷重をシリンダボディ 3 及び上記 4 本の長ヘッドボルト 3 0 c で負担することとなり、それだけシリンダボディ 3 に作用する荷重を軽減できる。その結果、シリンダボディ 3 の特に軸方向中間部に発生する応力を小さくでき、該シリンダボディ 3 の肉厚を薄くした場合でも耐久性を確保できる。

ちなみに、シリンダボディ 3 の上フランジ部 3 f のみをシリンダヘッド 4 に結合した場合には、シリンダボディ 3 の軸方向中間部に過大な引張り応力が発生し、極端な場合は該部分にクラックが生じる懸念があるが、本実施形態では上記長ヘッドボルト 3 0 c の存在により上記過大な応力のシリンダボディ中間部での発生を回避でき、クラックの発生を防止できる。

また上記長ヘッドボルト 3 0 c を下フランジ部 3 b に植設するにあたり、該長ヘッドボルト 3 0 c をクランクケース締め付け用のケースボルト 3 0 a の近傍に配置したので、上記燃烧圧力による荷重はシリンダヘッド 4 から上記長ヘッドボ

ディ 3 0 c 及びシリンダボディ 3 を介してクランクケース 2 に確実に伝達でき、この点から上記荷重に対する耐性を向上できる。

ここで上記右側の軸受ブラケット 1 2' は、図 5, 図 1 6 に示すように、クランク軸 8 の右側軸受 1 1 a' が軸受穴 1 2 a 内に圧入等により勘合挿入されるボス部 1 2 b を有する。そしてこのボス部 1 2 b の、クランク軸 8 方向に見た時、該クランク軸 8 を挟んだ前側及び後側部分から上記ボルト結合部 1 2 c, 1 2 c が上方に、クランクケース 2 のシリンダ側合面 2 e の近傍まで延びている。

また左側の軸受ブラケット 1 2 では、図 5, 図 1 7 に示すように、クランク軸 8 方向に見た時、該クランク軸 8 を挟んだ前側及び後側部分から上記ボルト結合部 1 2 c, 1 2 c が上方に、クランクケース 2 のシリンダ側合面 2 e の近傍まで延びている。またボス部 1 2 b には鉄製で後述するバランス駆動ギヤ 2 5 a より大きい外径を有する軸受カラー 1 2 d が圧入されるカラー穴 1 2 e が形成されている。そしてこの軸受カラー 1 2 d の軸受穴 1 2 a 内に左側のクランク軸軸受 1 1 a が勘合挿入されている。

ここで上記軸受カラー 1 2 d は、クランク軸 8 に上記バランス駆動ギヤ 2 5 a を有するギヤ体 2 5 が圧入装着された状態で該クランク軸 8 をクランクケース 2 内に組み立てることができるようにするためのものである。

また図 5 に示すように、上記クランク軸 8 の左軸部 8 c の上記ギヤ体 2 5 と軸受 1 1 a との間の部分にはシールプレート 2 5 d が介在されている。このシールプレート 2 5 d の内径側部分は上記ギヤ体 2 5 と軸受 1 1 a のインナレースとで挟持され、その外径側部分と軸受 1 1 a のアウトレースとの間には両者の干渉を回避する僅かな隙間がある。また該シールプレート 2 5 d の外周面は上記軸受カラー 1 2 d のフランジ部 1 2 h の内周面の摺接している。

さらにまたクランク軸 8 の右軸部 8 c' の上記軸受 1 1 a' とカバープレート 1 7 g 間部分にはシール筒 1 7 i が介在されている。このシール筒 1 7 i の内周面は上記右軸部 8 c' に勘合固定されている。またシール筒 1 7 i の外周面には

ラビリンス構造のシール溝が形成され、かつ右ケース部 2 b に形成されたシール孔 2 p の内面に摺接している。

このようにクランク軸 8 の左、右軸部 8 c, 8 c' の軸受 11 a, 11 a' 外側にシールプレート 25 d, シール筒 17 i を介在させることによりクランク室 2 c 内の圧力洩れが防止されている。

このように本実施形態によれば、アルミニウム合金製クランクケース 2 に铸ぐるまれたクランク軸支持用の鉄合金製軸受部材 12, 12' の、シリンダボア軸線 A を挟んだ両側にシリンダボディ 3 側に延びるボルト結合部（結合ボス部） 12 c, 12 c' を一体形成し、該ボルト結合部 12 c にシリンダボディ 3 をクランクケース 2 に結合するためのケースボルト 30 a を螺挿したので、燃焼圧力による荷重をシリンダボア軸線 A を挟んだ前、後 2 箇所のボルト結合部 12 c により均等に負担することができ、シリンダボディ 3 とクランクケース 2 との結合剛性を向上できる。

また、クランク軸 8 の近傍に該クランク軸 8 と平行に配置されているバランス軸 22, 22' の少なくとも一端部を上記鉄合金製の軸受部材 12, 12' により支持したので、バランス軸 22, 22' の支持剛性を高めることができる。

さらにまた、鉄製の軸受ブラケット 12, 12' をアルミニウム合金製のクランクケース 2 内に埋設するに当たり、ボルト結合部 12 c の上端面 12 f をクランクケース 2 のシリンダ側合面 2 e に露出させることなく内方に位置させたので、クランクケース 2 とシリンダブロック 3 との接合面に硬度、材質の異なる金属部材が混在することがなく、シール性の低下を回避できる。即ち、鉄製のボルト結合部 12 c の上端面 12 f をアルミニウム合金製のシリンダボディ 3 の下フランジ 3 b に形成されたケース側合面 3 c に当接させると熱膨張係数差等が起因してシール性が低下する。

また左側の軸受ブラケット 12 においては、バランス駆動ギヤ 25 a より外径の大きい軸受カラー 12 を軸受 11 a の外周に装着したので、上記バランス駆動

ギヤ 25 a をクランク軸 8 に圧入等（一体形成でも勿論構わない）により装着固定した状態で該クランク軸 8 をクランクケース 2 内に組み付ける際に、該バラサ駆動ギヤ 25 a が軸受ブラケット 12 のボス部 12 b の最小内径部に干渉することがなく、支障無く組み付けできる。

上記クランクケース 2 は左、右ケース部 2 a, 2 b からなる左、右 2 分割式のものである。左ケース部 2 a には左ケースカバー 9 が着脱可能に装着されており、該左ケース部 2 a と左ケースカバー 9 で囲まれた空間はフラマグ室 9 a となっている。このフラマグ室 9 a 内に、クランク軸 8 の左端部に装着されたフラマグ式発電機 35 が収容されている。なお、上記フラマグ室 9 a は、後述するチェン室 3 d, 4 d を介してカム軸配置室に連通しており、カム軸を潤滑した潤滑油の大部分はチェン室 4 d, 3 d を介してフラマグ室 9 a 内に落下する。

また上記右ケース部 2 b には右ケースカバー 10 が着脱可能に装着されており、該右ケース部 2 b と右ケースカバー 10 とで囲まれた空間はクラッチ室 10 a となっている。

上記クランクケース 2 の前部にはクランク室 2 c が、後部にはミッション室 2 d がそれぞれ形成されている。上記クランク室 2 c は上記シリンダボア 3 a に向かって開放され、かつミッション室 2 d 等他の室とは実質的に画成されている。そのため上記ピストン 6 の上昇下降によりミッション室 2 d 内の圧力が変動し、ポンプとして機能するようになっている。

上記クランク軸 8 は上記クランク室 2 c 内に左、右のアーム部 8 a, 8 a 及び左、右のウェイト部 8 b, 8 b を収容するように配置されている。このクランク軸 8 は、上記左のアーム部 8 a, ウェイト部 8 b 及び軸部 8 c を一体化した左クランク軸部分と右のアーム部 8 a, ウェイト部 8 b 及び軸部 8 c' を一体形成した右クランク軸部分とを筒状のクランクピン 8 d を介して一体的に結合した組立式のものである。

上記左、右の軸部 8 c, 8 c' は左、右ケース部 2 a, 2 b によりクランク軸

受 11 a, 11 a' を介して回転自在に支持されている。この軸受 11 a, 11 a' は、上述の通り、アルミニウム合金製の左, 右ケース部 2 a, 2 b にインサート鋳造された鉄合金製の軸受ブラケット 12, 12' の軸受穴 12 a 内に圧入されている。

上記ミッション室 2 d 内には変速機構 13 が収納配設されている。この変速機構 13 は、クランク軸 8 と平行に配置されたメイン軸 14 とドライブ軸 15 とを備え、メイン軸 14 に装着された 1 速～5 速ギヤ 1 p～5 p と、ドライブ軸 15 に装着された 1 速～5 速ギヤ 1 w～5 w とを常時噛合させた常時噛み合い式の構造のものである。

上記メイン軸 14 は、上記左, 右ケース部 2 a, 2 b によりメイン軸軸受 11 b, 11 b を介して軸支され、上記ドライブ軸 15 は、上記左, 右ケース部 2 a, 2 b によりドライブ軸軸受 11 c, 11 c を介して軸支されている。

上記メイン軸 14 の右端部は上記右ケース部 2 b を貫通して右側に突出しており、該突出部に上述のクラッチ機構 16 が装着され、該クラッチ機構 16 は上記クラッチ室 10 a 内に位置している。そしてこのクラッチ機構 16 の減速大ギヤ（入力ギヤ）16 a は上記クランク軸 8 の右端部に固定装着された減速小ギヤ 17 に噛合している。

上記ドライブ軸 15 の左端部は左ケース部 2 a から外方に突出しており、該突出部にドライブスプロケット 18 が装着されている。このドライブスプロケット 18 は後輪のドリブンスプロケットにドライブチェーンにより連結されている。

本実施形態のバランス装置 19 は、上記クランク軸 8 を挟むように配置された、実質的に同一構造の前, 後バランス 20, 20' からなる。この前, 後バランス 20, 20' は、非回転式のバランス軸 22, 22' とこれにより軸受 23, 23 を介して回転自在に支持されたウェイト 24, 24 とからなる。

ここで上記バランス軸 22, 22' は、上記左, 右ケース部 2 a, 2 b 同士をクランク軸方向に締め付け結合するためのケースボルト（結合ボルト）に兼用さ

れている。該各バランサ軸 22, 22' は上記軸支されたウェイト 24 のエンジン幅方向内側に形成されたフランジ部 22a を左, 右ケース部 2a, 2b 内にインサートされた上述の軸受ブラケット 12', 12 のボス部 12g に当接させ、反対側端部に固定ナット 21b, 21a を螺装することにより左, 右ケース部 2a, 2b を結合している。

上記ウェイト 24 は略半円状のウェイト本体 24a とこれに一体形成された円形のギヤ支持部 24b とからなり、該ギヤ支持部 24b にはリング状のバランサ従動ギヤ 24c が装着固定されている。なお、24b はウェイト本体 24a と反対側の重量をできるだけ小さくする肉抜き穴である。

上記後側のバランサ 20' に装着されたバランサ従動ギヤ 24c は上記クランク軸 8 の左の軸部 8c に圧入により固着されたギヤ体 25 に相對回轉可能に装着されたバランサ駆動ギヤ 25a に嚙合している。

なお、25b は上記ギヤ体 25 に一体形成されたタイミングチェーン駆動用のスプロケットであり、図 11 に示すようにバルブタイミングを合わせるための合せワーク 25c を有する。上記ギヤ体 25 はクランク軸 8 が圧縮上死点位置にあるときに上記合せマーク 25c がクランク軸方向に見てシリンダボア軸線 A に一致するようにクランク軸 8 に圧入される。

また前側のバランサ 20 に装着されたバランサ従動ギヤ 24c は上記クランク軸 8 の右の軸部 8c' に装着固定された減速小ギヤ 17 に相對回轉可能に支持されたバランサ駆動ギヤ 17a に嚙合している。

ここで上記後側用のバランサ駆動ギヤ 25a はギヤ体 25 に対して相對回轉可能に支持されており、また前側用のバランサ駆動ギヤ 17a は減速小ギヤ 17 に対して相對回轉可能に支持されている。そして上記バランサ駆動ギヤ 25a, 17a とギヤ体 25, 減速小ギヤ 17 との間には U 字形状の板ばねからなる緩衝ばね 33 が介在されており、これによりエンジンのトルク変動等による衝撃がバランサ 20, 20' に伝達されるのを抑制するようになっている。

ここでは上記前側駆動用のバランス駆動ギヤ17aについて、図14に沿ってさらに詳述するが、後側駆動用のバランス駆動ギヤ25aについても同様である。上記バランス駆動ギヤ17aはリング状をなしており、減速小ギヤ17の側面にこれよりも小径に形成されたスライド面17bにより相対回転可能に支持されている。そしてこのスライド面17bには多数のU字状のばね保持溝17cがクランク軸芯を中心とする放射状をなすように凹設されており、該ばね保持溝17c内に上記U字状をなす緩衝ばね33が挿入配置されている。この緩衝ばね33の開口側端部33a、33aは上記バランス駆動ギヤ17aの内周面に凹設された係止凹部17dの前、後段部に係止している。

上記減速小ギヤ17とバランス駆動ギヤ17aとの間にトルク変動等により相対回転が生じると緩衝ばね33が上記端部33a、33aの間隔が狭くなる方向に弾性変形してトルク変動を吸収する。なお、17gは上記緩衝ばね33を保持溝17c内に保持するためのカバープレート、17hは減速小ギヤ17とクランク軸8を結合するキーであり、また17e、17fは減速小ギヤ17とバランス駆動ギヤ17aの組立時の合せマークである。

上記バランス20、20'には、バランス従動ギヤ24c、24cと、バランス駆動ギヤ25a、17aとの間のバックラッシュを調整するための機構が設けられている。この調整機構は、上記バランス軸22、22'のバランス軸線と上記バランス従動ギヤ24cの回転中心線とを極僅か偏心させた構成となっている。即ち、上記バランス軸22、22'をバランス軸線回りに回転させると、上記偏心により上記バランス従動ギヤ24cの回転中心線と上記バランス駆動ギヤ25a、17aの回転中心線との間隔が僅かに変化し、もってバックラッシュが変化するようにになっている。

ここで、上記バランス軸22、22'をバランス軸線回りに回転させるための機構は前側バランス20と後側バランス20'とは異なる。まず、後側バランス20'では、後側のバランス軸22'の左端部に六角形状の係止突部22bが

形成され、該係止突部 22b に回動レバー 26 の一端に形成されたスプライン状（多角形星形状）の係止穴 26a が係止している。またこの回動レバー 26 の他端部には上記バランサ軸線を中心とする円弧状のボルト穴 26b が形成されている。

上記ボルト穴 26b に挿入された固定ボルト 27 はガイドプレート 28 に植設されている。このガイドプレート 28 は概ね円弧状をなしており、クランクケース 2 にボルト締め固定されている。なお、このガイドプレート 28 は、潤滑油の流れを調整する機能をも有する。

後側のバランサ 20' のバックラッシュ調整は、上記固定ナット 21a を緩めた状態で上記回動レバー 26 を上記バックラッシュが適正な状態となるように回動した後、上記固定ボルト 27a、ナット 27b により回動レバー 26 を固定することにより行われ、その後上記固定ナット 21a が締め付けられる。

上記前側のバランサ軸 22 の左端部には断面円形の両側に平坦部 22e を形成してなる断面小判状の把持部 22f が形成されている（図 12 参照）。該把持部 22f にはこれの外周形状に合致する内周形状を有するカラー 29a が装着され、さらに該カラー 29a の外側に保持レバー 29 の保持部 29b が軸方向移動可能かつ相対回転不能に装着されている。この保持レバー 29 の先端部 29e は左ケース部 2a のボス部 2f にボルト 29f で固定されている。また、上記保持レバー 29 の保持部 29b には締め付け用スリット 29c が形成されており、固定ボルト 29d を締め込むことにより上記カラー 29a ひいてはバランサ軸 22 の回転を阻止するようになっている。さらにまた上記バランサ軸 22 のカラー 29a より軸方向外側にワッシャを介して上記固定ナット 21b が螺着されている。

前側のバランサ 20 のバックラッシュの調整は、上記固定ナット 21b を緩めて、好ましくは取り外して上記バランサ軸 22 の把持部 22f を工具で把持してバックラッシュが適正な状態となるように回動させた後、上記固定ボルト 29d

を締め込むことにより行われ、その後上記固定ナット 21b が締め付けられる。

また上記バランサ軸 22, 22' の係止突部 22b の上部には潤滑油導入部 22c が円弧状に切欠き形成されている。該導入部 22c には、ガイド孔 22d が開口し、該ガイド孔 22d は該バランサ軸 22 内に延びて外周面下部に貫通し、これにより上記潤滑油導入部 22c を上記バランサ軸受 23 の内周面に連通させている。このようにして上記潤滑油導入部 22c に落下した潤滑油がバランサ軸受 23 に供給される。

ここで上記ウェイト 24 及びバランサ従動ギヤ 24c は、前バランサ 20 においてはクランク軸方向右側端部に配置されているのに対し、後バランサ 20' においては左側端部に配置されている。また上記バランサ従動ギヤ 24c はウェイト 24 に対して、前、後バランサ 20, 20' とともに右側に位置しており、従ってウェイト 24 とバランサ従動ギヤ 24c は前、後とも同一形状に設定されている。

このよう本実施形態によれば、前バランサ軸（第1バランサ軸）22 のクランク軸方向右側（一侧）にバランサ 24 のウェイト本体 24a 及びバランサ従動ギヤ 24c を配設し、後バランサ軸（第2バランサ軸）22' のクランク軸方向左側（他側）にウェイト本体 24a 及びバランサ従動ギヤ 24c を配設したので、2軸式バランサ装置を設ける場合のクランク軸方向における重量バランスの低下を回避できる。

また、上記前、後バランサ軸 22, 22' を左、右ケース部 2a, 2b を結合するケースボルトに兼用したので、2軸式バランサ装置を採用する場合に構造の複雑化、部品点数の増加を抑制しながらクランクケースの結合剛性を高めることができる。

また上記各バランサウェイト本体 24a とバランサギヤ 24c とを一体化し、かつバランサ軸 22, 22' により回転自在に支持したので、バランサウェイト

本体 24 a 及びバランサ駆動ギヤ 24 c からなるウェイト 24 のみを回転駆動すれば良く、バランサ軸自体を回転駆動する必要がない分、エンジン出力の有効利用を図ることができる。

またバランサウェイトとバランサ軸とが一体化されているものに比較して組立上の自由度を向上できる。

また、上記バランサ従動ギヤ 24 c の回転中心線をバランサ軸 22, 22' の軸線に対して偏位させたので、簡単な構造により、またバランサ軸を回転させるという簡単な操作によって上記バランサ従動ギヤ 24 c とクランク軸 8 側のバランサ駆動ギヤ 25 a, 17 a とのバックラッシュを調整することが可能であり、騒音の発生を防止できる。

上記バックラッシュ調整は、前のバランサ軸 22 では、該バランサ軸 22 の車幅方向左側に形成された把持部 22 f を工具で把持して該バランサ軸 22 を回転させ、また後のバランサ軸 22' ではこれの左側に設けられた回転レバー 26 を回転させることにより行われる。このように前、後のバランサ軸 22, 22' の何れもエンジン左側からバックラッシュの調整を行うことが可能であり、バックラッシュ調整作業を能率よく行なうことができる。

また、バランサ従動ギヤ 24 c と噛合するクランク軸 8 側のバランサ駆動ギヤ 17 a を、クランク軸 8 に固定される減速小ギヤ 17 のスライド面 17 b に相対回転可能に配設した構造とし、該スライド面 17 d に凹設したばね保持溝 17 c に U 字状の緩衝ばね 33 を配設したので、コンパクトな構造によりエンジンのトルク変動等による衝撃を吸収してバランサ装置を円滑に作動させることができる。なお、バランサ駆動ギヤ 25 a 側についても同様である。

さらにまた上記前側のバランサ軸 22 の右端部にはこれと同軸をなすように冷却水ポンプ 48 が配設されている。この冷却水ポンプ 38 の回転軸は、後述する潤滑油ポンプ 52 の場合と同様の構造を有するオルダム継ぎ手等によりバランサ軸 22 に、これとの間の若干の芯ずれを吸収可能に接続されている。

本実施形態の動弁装置は、上記クランク軸 8 により上記ヘッドカバー 5 内に配置された吸気カム軸 36、及び排気カム軸 37 を回転駆動するようになっている。具体的には、上記クランク軸 8 の左の軸部 8c に圧入装着されたギヤ体 25 のクランクスプロケット 25b と、上記シリンダヘッド 4 に植設された支持軸 39 によって軸支された中間スプロケット 38a とがタイミングチェン 40 で連結され、該中間スプロケット 38a に一体形成された、該中間スプロケット 38a より小径の中間ギヤ 38b が上記吸気、排気カム軸 36、37 の端部に固着された吸気、排気ギヤ 41、42 に噛合している。なお、上記タイミングチェン 40 はシリンダブロック 3、シリンダヘッド 4 の左壁に形成されたチェン室 3d、4d 内を通るように配置されている。

上記中間スプロケット 38a 及び中間ギヤ 38b は、シリンダヘッド 4 のチェン室 4d をシリンダボア軸線 A 上にてクランク軸方向に貫通する上記支持軸 39 により 2 組のニードル軸受 44 を介して軸支されている。上記支持軸 39 はそのフランジ部 39a が 2 本のボルト 39b によりシリンダヘッド 4 に固定されている。なお、39c、39d はシール用ガスケットである。

ここで上記 2 組のニードル軸受 44、44 には市販品（規格品）が採用されており、該各軸受 41、41 間には間隔調整用のカラー 44a が配設され、両端にはスラスト荷重を受けるためのスラストワッシャ 44b、44b が配設されている。このスラストワッシャ 44b は中間スプロケットの端面に摺接する大径部と上記ニードル軸受 44 に向けて軸方向に突出する段部とを有する段付き形状のものである。

このように 2 組の軸受 44、44 の間に間隔調整用のカラー 44a を介在させたので、カラー 44a の長さ調整によりニードル軸受として市販の規格品を採用することができ、コストを低減できる。

またスラストワッシャ 44b として段付き形状のものを採用したので、上記中間スプロケット 38a の組立作業性を向上できる。即ち、中間スプロケット 38

aの組立に当たっては、該中間スプロケット38a及び中間ギヤ38bを両端にスラストワッシャを落下しないよう位置させてチェン室4d内に配置した状態で支持軸39を外側から挿入することとなるが、上記スラストワッシャ44bの段部を中間スプロケット38aの軸穴に係止させておくことにより該スラストワッシャ44bの落下を防止でき、従ってそれだけ組立性を改善できる。

また上記支持軸39にはシリンダヘッド4に形成されたオイル導入孔4eによりカム室内から導入された潤滑油をニードル軸受44に供給するオイル孔39eが形成されている。

また上記中間スプロケット38aには4つの肉抜き穴38cと2つの肉抜き兼用組立時覗き穴38c'が60度間隔毎に形成されている。そして上記中間ギヤ38bの覗き穴38c'の略中心に位置する歯に合せマーク38dが刻印されており、吸気、排気カムギヤ41、42の、上記合せマーク38dに対応する2つの歯にも合せマーク41a、42aが刻印されている。ここで左、右の合せマーク38d、38dと合せマーク41a、42aを合致させると、吸気、排気カム軸41、42は圧縮上死点に位置するようになっている。

さらにまた、上記中間スプロケット38aの、上記合せマーク38dと41a、42aが合致した時点でシリンダヘッド4のカバー側合面4f上に位置する部分に合せマーク38e、38eが形成されている。

バルブタイミングを合わせるには、まず上述の合せマーク25c(図11参照)をシリンダボア軸線Aに一致させることによりクランク軸8を圧縮上死点位置に保持する。また支持軸39を介してシリンダヘッド4に取り付けられている上記中間スプロケット38a及び中間ギヤ38bを、該中間スプロケット38aの合せマーク38eがカバー側合面4fに一致するように位置決めし、この状態でカムスプロケット25bと中間スプロケット38aとをタイミングチェン40で連結する。そして上記吸気、排気カム軸36、37の上記吸気、排気カムギヤ41、42を、これらの合せマーク41a、42aが中間ギヤ38bの合せマーク

38dと一致するよう覗き穴38c'から確認しながら該中間ギヤ38bに噛合させ、上記吸気、排気カム軸36, 37をシリンダヘッド4の上面にカムキャリアを介して固定する。

このように、大径の中間スプロケット38aに軽量化用肉抜き兼用の覗き穴38c'を設け、該覗き穴38c'から背面側の小径の中間ギヤ38bの合せマーク38dとカムギヤ41, 42の合せマーク41a, 42aとの一致状態を確認できるようにしたので、小径の中間ギヤ38bを大径の中間スプロケット38aの背面に配設しながら、中間ギヤ38bとカムギヤ41, 42との噛合位置を容易確実に目視により確認でき、バルブタイミングを支障なく合わせることができる。

また中間ギヤ38bを中間スプロケット38aの背面側に配置できるので、中間ギヤ38bと噛合するカムギヤ41, 42からカムノーズ36aまでの寸法を短くでき、それだけカム軸の振れ角を小さくでき、バルブの開閉タイミングの制御精度を向上できる。また、カム軸回りをコンパクト化できる。

即ち、例えば中間ギヤ38bを中間スプロケット38aの前面に配置した場合には、バルブタイミング合せを容易に行うことができるが、上述のカムギヤ41, 42からカムノーズまでの寸法が長くなり、それだけカム軸の振れ角が大きくなってバルブ開閉タイミングの制御精度が低下する。

また中間ギヤ38bを中間スプロケット38aの前面に配置した場合には、中間スプロケット38aとカム軸36, 37との干渉を回避するために中間スプロケット支持軸39とカム軸36, 37との間隔を拡げる必要があり、それだけカム軸回りが大型化する懸念がある。

ここで上記中間ギヤ38bとカムギヤ41, 42の間にはバックラッシュ調整機構が設けられている。この調整機構は、吸気カムギヤ41及び排気カムギヤ42を、それぞれドライブギヤ（動力電動ギヤ）46とシフトギヤ（調整ギヤ）45との2枚のギヤで構成し、かつドライブギヤ46, シフトギヤ45の角度

位置を調整可能とした構造のものである。

即ち、カム軸 3 6, 3 7 の端部に形成されたフランジ部 3 6 b, 3 7 b にシフトギヤ 4 5, 及びドライブギヤ 4 6 が 4 つの周方向に長い長孔 4 5 a, 4 6 a 及び 4 本の長ボルト 6 8 a で角度位置を調整可能に固定されるとともに、外側に配置されているドライブギヤ 4 6 に逃げ部 4 6 b が切欠き形成され、該逃げ部 4 6 b を利用してシフトギヤ 4 5 のみが 2 つの長孔 4 5 b 及び 2 本の短ボルト 6 8 b により角度位置を調整可能に固定されている。

バックラッシュの調整は以下の手順で行われる。なお本実施形態エンジンでは、中間ギヤ 3 8 b は図 3 に示すようにエンジンの左側から見た状態で反時計回りに回転する。従って吸気カムギヤ 4 1, 排気カムギヤ 4 2 は何れも時計回りに回転する。またここではバックラッシュ調整を吸気カムギヤ 4 1 について説明するが、排気カムギヤ 4 2 についても同様である。

まず、吸気側カムギヤ 4 1 の固定ボルト 6 8 a, 6 8 b を全て緩め、シフトギヤ 4 5 を時計回りに回転させて該シフトギヤ 4 5 の時計方向前側の歯面を中間ギヤ 3 8 b の反時計方向後側の歯面に軽く当接させ、この状態で 2 本の短ボルト 6 8 b によりシフトギヤ 4 5 をカム軸 3 6 のフランジ部 3 6 b に固定する。そしてドライブギヤ 4 6 を反時計方向に回転させてこれの反時計方向前側の歯面（被駆動面）を中間ギヤ 3 8 の反時計方向前側の歯面（駆動面）に所要のバックラッシュが得られるように当接させ、この状態で 4 本の長ボルト 6 8 a を締め込むことによりドライブギヤ 4 6 及びシフトギヤ 4 5 を吸気カム軸 3 6 に固定する。

このように、吸気、排気カムギヤ 4 1, 4 2 をドライブギヤ（動力伝達ギヤ）4 6 と該ギヤに対して相対回転可能なシフトギヤ（調整ギヤ）4 5 とで構成したので、シフトギヤ 4 5 をドライブギヤ 4 6 に対して回転方向前進側又は後進側に相対回転させることによりバックラッシュを調整することができる。

なお、本実施形態では、カムギヤ 4 1, 4 2 を構成するドライブギヤ 4 6 とシフトギヤ 4 5 の両方ともがカム軸に対して相対回転可能な場合を説明したが、該

ドライブギヤ４６，シフトギヤ４５の何れか一方のギヤを相対回転可能とし、他方のギヤはカム軸に一体化したものであっても良い。この場合カム軸に一体化されている方を動力伝達用ギヤとすることが望ましい。このような構成の場合でも、上記実施形態におけるのと同様の作用効果が得られる。

また本実施形態ではチェン駆動方式のものに本発明を適用した場合を説明したが、歯付きベルトによる駆動方式にも勿論本発明を適用できる。

次に潤滑構造について説明する。

本実施形態エンジンの潤滑装置５０は、別体の潤滑油タンク５１内に貯留された潤滑油を車体フレーム５６のダウンチューブ５６ｃを介して潤滑油ポンプ５２で吸引加圧し、該ポンプ５２からの吐出油をカム潤滑系５３と、ミッション潤滑系５４と、クランク潤滑系５５の３系統に分離して各被潤滑部に供給し、これらの各被潤滑部を潤滑した潤滑油を上記ピストン６の昇降に伴うクランク室２ｃ内の圧力変動を利用して上記潤滑油タンク５１に戻すように構成されている。

上記潤滑油タンク５１は、車体フレーム５６のヘッドパイプ５６ａ，メインチューブ５６ｂ，ダウンチューブ５６ｃ，及び補強ブラケット５６ｄで囲まれた空間に一体形成されている。この潤滑油タンク５１は上記ダウンチューブ５６ｃから該ダウンチューブ５６ｃの下部同士を接続するクロスパイプ５６ｅに連通している。

そして上記クロスパイプ５６ｅはこれに接続された出口管５６ｆ，オイルホース５７ａ，継ぎ手パイプ５７ｂ，クランクケースカバー１０に形成されたオイル吸込み通路５８ａを介して上記潤滑油ポンプ５２の吸込み口に連通している。この潤滑油ポンプ５２の吐出口は潤滑油通路のポンプ吐出口，オイルフィルタ間部分を構成するオイル吐出通路５８ｂ，外部接続室５８ｃ，オイル通路５８ｄを介してオイルフィルタ５９に接続され、該オイルフィルタ５９の二次側で上述の３つの潤滑系５３，５４，５５に分離される。

上記オイルフィルタ５９は、上記右ケースカバー１０に凹設されたフィルタ凹

部10bにカバー体47のフィルタカバー部47a部分を着脱自在に装着して構成されたフィルタ室59d内にオイルエレメント59eを配設してなるものである。なお、上記カバー体47はフィルタカバー部47aと後述するポンプカバー部47bとを一体形成してなる。

上記カム潤滑系53は、上記フィルタカバー部47aから上記フィルタ凹部10bの外側に形成されたオイル通路のカム側出口59aにT字状の潤滑油パイプの縦辺部53aの下端を接続し、該潤滑油パイプの横辺部53bの左、右端をカム軸給油通路53cに接続し、該通路53cを介して潤滑油をカム軸36、37の軸受部等の被潤滑部に供給するようにした概略構成を有する。

上記ミッション潤滑系54は以下の構成を有する。上記オイルフィルタ59のミッション側出口59bに、右ケース部2b内に形成された右ミッション給油通路54aが接続され、該給油通路54aは左ケース部2a内に形成された左ミッション給油通路54bを介してメイン軸14の軸芯に形成されたメイン軸孔14a内に連通している。そしてこのメイン軸孔14aは複数の分岐孔14bによりメイン軸14と変速ギヤとの摺動部に連通しており、該メイン軸孔14aに供給された潤滑油が分岐孔14bを通して上記摺動部に供給される。

また上記左ミッション給油通路54bの途中部分は左、右ケース部2a、2bを結合するためのケースボルト60を挿通するボルト孔60aに連通している。このボルト孔60aは、上記左、右ケース部2a、2bにこれらの合面で対向当接するように形成された筒状のボス部60c、60cに上記ケースボルト60の外径より若干大きい内径の孔を形成してなるものである。このボス部60cはメイン軸14とドライブ軸15のギヤ列の噛合部近傍に位置しており、また上記ボルト孔60a内の潤滑油を上記噛合部に向けて噴出させる複数の分岐孔60bが形成されている。なお、図19におけるボルト60は、左、右ケース部分を展開して記載されているがこれらは同一ボルトである。

さらにまた上記ボルト孔60aの右端部は連通孔54cを介して上記ドライブ

軸15の軸芯に形成されたドライブ軸孔15aに連通している。そしてこのドライブ軸孔15aは、その左側部分が仕切壁15cで閉塞され、また複数の分岐孔15bによりドライブ軸15とドライブギヤとの摺動部に連通している。このようにして、該ドライブ軸孔15aに供給された潤滑油が分岐孔15bを通過して上記摺動部に供給される。

上記クランク潤滑系55は以下の構成を有する。上記カバー体47に、クランク側出口59cから潤滑油ポンプ52に向けて延びるように潤滑油通路のオイルフィルタ、潤滑油ポンプ間部分として形成されたクランク給油通路55aを上記潤滑油ポンプ52の回転軸62の軸芯に貫通形成された連通孔（ポンプ内給油通路）62aに連通させ、さらに該連通孔62aは連結パイプ64を介してクランク軸8の軸芯に形成されたクランク給油孔（クランク軸内給油通路）8eに連通されている。そしてこのクランク給油孔8eは、分岐孔8fを介してクランクピン65のピン孔65a内に連通し、該ピン孔65aは分岐孔65bを介してコンロッド7の大端部7aのニードル軸受7bの転動面に開口している。このようにして、オイルフィルタ59で濾過された潤滑油が上記ニードル軸受7bの転動面に供給される。

上記潤滑油ポンプ52は右ケースカバー10に形成されたポンプ支持穴10b内に嵌合装着され、該右ケースカバー10に着脱可能に装着されたカバー体47のポンプカバー部47bにより覆われている。

上記潤滑油ポンプ52は、左、右ケース61a、61bからなる二分割式のケーシング61の右ケース61bにポンプ室61cを凹設し、該ポンプ室61c内に回転子63を回転自在に配設し、この回転子63の軸芯にポンプ軸62を貫通するように挿入配置し、該ポンプ軸62と回転子63とをピン63aにより固定した概略構造のものである。なお、上記左ケース61aのポンプ室上流側、下流側に上記オイル吸込み通路58a、オイル吐出通路58bがそれぞれ接続されている。

また上記オイル吸込み通路 5 8 a と上記オイルフィルタ、潤滑油ポンプ間潤滑油通路であるクランク給油通路 5 5 a とは圧力調整用のリリーフ弁 6 6 を介在させて連通されている。このリリーフ弁 6 6 は潤滑油ポンプ 5 2 の吐出圧を所定値以下に保持するためのものであり、上記クランク給油通路 5 5 a とオイル吸込み通路 5 8 b とをパイプ 6 6 a で連通し、該パイプ 6 6 a のオイル吸込み通路側開口をボール弁 6 6 b で開閉可能とし、該ボール弁 6 6 b を付勢ばね 6 6 c で閉方向に押圧付勢した構造を有する。

上記潤滑油ポンプ 5 2 の吐出側の圧力が所定値以上となると、上記ボール弁 6 6 b が付勢ばね 6 6 c のばね力に抗してパイプ 6 6 a を開き、クランク給油通路 5 5 a 側の圧力をオイル吸込み通路 5 8 a 側に逃がし、もって潤滑油ポンプ 5 2 の吐出側圧力が所定値に調整される。

上記ポンプ軸 6 2 は上記ポンプケース 6 1 を軸方向に貫通する筒状のものであり、図示右端部は上記クランク給油通路 5 5 a に開口している。また回転軸 6 2 の図示左端部には動力伝達用フランジ部 6 2 b が一体形成されている。該フランジ部 6 2 b は上記クランク軸 8 の右端面に対向しており、上記フランジ部 6 2 b とクランク軸 8 とはオルダム継ぎ手 6 7 により、若干の芯ずれを吸収可能に連結されている。

上記オルダム継ぎ手 6 7 は、詳細にはクランク軸 8 とフランジ部 6 2 b との間に継ぎ手プレート 6 7 a を配置し、該継ぎ手プレート 6 7 a の連結孔 6 7 d 内にフランジ部 6 2 b に植設されたピン 6 7 c を挿入し、連結孔 6 7 e 内にクランク軸 8 の端面に植設されたピン 6 7 b を挿入した構造のものである。

また上記連結パイプ 6 4 は上記クランク軸 8 内給油通路の右端開口とポンプ軸 6 2 内給油通路の左端開口とを連通するためのものであり、クランク軸側開口内周及びポンプ軸側開口内周と連結パイプ 6 4 の外周との間はオイルシール 6 4 a によりシールされている。

このように本実施形態潤滑装置では、潤滑油ポンプ 5 2 をクランク軸 8 の一端

に接続配置し、該潤滑油ポンプ 5 2 の吐出口を該潤滑油ポンプ 5 2 のポンプ軸 6 2 内に形成した連通孔（ポンプ内給油通路）6 2 a 及び連結パイプ 6 4 を介してクランク軸 8 内に形成されたクランク給油孔（クランク軸内給油通路）8 e に連通させたので、簡単でかつコンパクトな構造によりクランク軸 8 の被潤滑部に潤滑油を供給できる。

また、上記クランク軸 8 と潤滑油ポンプ 5 2 とを軸直角方向の変位を吸収可能のオルダム継ぎ手 6 7 により接続するとともに、連通孔 6 2 a とクランク給油孔 8 e とを連結パイプ 6 4 で連通させ、該連結パイプ 6 4 と上記連通孔 6 2 a、クランク給油孔 8 e との間に弾性を有するＯリング 6 4 a を介在させたので、クランク軸 8 とポンプ軸 6 2 との間に多少の芯ずれが発生した場合でも支障なく潤滑油を上記被潤滑部に供給でき、必要な潤滑性を確保できる。

また、上記潤滑油ポンプを、クランクケースカバー 1 0 に着脱可能に装着し、かつ該クランクケースカバー 1 0 に着脱可能に装着されたカバー体 4 7 のポンプカバー部 4 7 b により覆ったので、潤滑油ポンプ 5 2 をクランクケース内に配置し、潤滑油をクランク軸内給油通路に供給する構成を簡単な構造により実現できる。

さらにまた潤滑油ポンプ 5 2 の吐出口とポンプ軸内の給油通路とを潤滑油通路で連通する構成としたので、該潤滑油通路の途中にオイルフィルタ 5 9 を容易に介設することができ、潤滑油ポンプの吐出口をクランク軸内給油通路に直接連通させる場合のようなオイルフィルタの配置が困難といった問題を回避できる。

またオイルフィルタ 5 9 を、上記クランクケースカバー 1 0 とこれに着脱可能に装着されたカバー体 4 7 のフィルタカバー部 4 7 a とで形成されたフィルタ室 5 9 d 内にオイルエレメント 5 9 e を配設した構成としたので、簡単な構造により潤滑油ポンプ 5 2 の吐出側にオイルフィルタ 5 9 を配置でき必要な潤滑性能を長期間に渡って確保できる。またカバー体 4 7 を取り外すだけでオイルエレメント 5 9 e の交換が可能であり、メンテナンスが容易である。

また潤滑油通路のうち、潤滑油ポンプ吐出口、オイルフィルタ間部分をクランクケースカバー10に形成し、オイルフルタ、ポンプ内通路間部分をカバー体（フィルタカバー部）47に形成したので、潤滑油ポンプから一旦上方に延びた後下方に戻ってくるといった複雑な潤滑油通路を簡単な構造で実現できる。

また上記カバー体47にフィルタカバー部47aとポンプカバー部47bとを一体形成したので、構造を簡素化できるとともに、カバー体47を数本の取り付けボルトの取り外しにより着脱でき、メンテナンス作業が容易である。

さらにまた、上記潤滑油ポンプ52の吸込み側通路58aと潤滑油通路のオイルフィルタ、ポンプ間部分に圧力調整用リリーフ弁66を介在させたので、簡単な構造により潤滑油ポンプ吐出側圧力を所定圧力によ調整できる。

ここで上述のようにクランク室2cは他のミッション室2d、フラマグ室9a、クラッチ室10a等と画成されており、これによりピストン6の往復動に伴って該クランク室2c内の圧力を正負に変動させ、該圧力変動により上記各室内の潤滑油を上述の潤滑油タンク51に戻すオイル戻し機構が構成されている。

詳細には、上記クランク室2cには吐出口2g及び吸込み口2hが形成されている。この吐出口2gにはクランク室内圧力が正のとき開く吐出口リード弁69が配設されており、上記吸込み口2hにはクランク室内圧力が負のとき開く吸込み口リード弁70が配設されている。

そして上記吐出口2gはクランク室2cから連通孔2iを介してクラッチ室10aに連通し、該クラッチ室10aから連通孔2jを介してミッション室2dに連通し、さらに該ミッション室2dは連通孔2kを介してフラマグ室9aに連通している。このフラマグ室9aに連通するように形成された戻り口2mは戻りホース57c、オイルストレーナ57d、戻りホース57eを介して上記潤滑油タンク51に連通している。

ここで上記戻り口2mにはガイドプレート2nが配設されている。このガイドプレート2nは上記戻り口mを、底壁2pとの隙間aを狭くしかつ幅bを広く確

保することにより潤滑油を確実に吐出する機能を有する。

また上記潤滑油タンク 5 1 には、該タンク内の空気中に含まれるオイルミストを遠心力で分離して上記クランク室 2 c に戻すオイル分離機構が接続されている。このオイル分離機構は、円錐状の分離室 7 1 の上部に、潤滑油タンク 5 1 の上部に一端が接続された導入ホース 7 2 a の他端を接線方向に接続し、該分離室 7 1 の底部に接続した戻りホース 7 2 b を上記クランク室 2 c の吸込み口 2 h に接続した構造のものである。なお、上記オイルミストが分離された空気は排気ホース 7 2 c を介して大気に排出される。

以上のように本実施形態では、クランク室 2 c をピストン 6 の昇降により圧力が変動するように略密閉空間とし、該クランク室 2 c 内に流入した潤滑油を該クランク室 2 内圧力の変動により上記潤滑油貯留タンク 5 1 に送油するようにしたので、専用の送油ポンプ（スカベンジングポンプ）を不要にでき、構造の簡素化及びコストの低減を図ることができる。

また、クランク室 2 c の送油通路接続部付近にクランク室内圧力が上昇したとき開き、低下したとき閉じる吐出口リード弁（出側逆止弁）6 9 を配設したので、クランク室内の潤滑油をより確実に潤滑油貯留タンク 5 1 に送油できる。

また、上記潤滑油貯留タンク 5 1 内の油面より上側と上記クランク室 2 c とを戻りホース 7 2 a, 7 2 b で接続し、該クランク室 2 c の戻りホース接続部付近にクランク室 2 c 内圧力が下降したとき開き、上昇したとき閉じる吐出口リード弁（吸込み側逆止弁）7 0 を配設したので、ピストン上昇時にクランク室 2 c 内に必要な空気が吸入され、ピストン 6 の下降時にクランク室 2 c 内圧が高くなり、クランク室 2 c 内の潤滑油をより一層確実に送油できる。

ちなみにクランク室内への外部からの空気供給経路を有しない場合、ピストン、シリンダボア間のシール性が高いと、ピストン上昇時にクランク室内が負圧となり、ピストンが下降してもクランク室内圧が負圧又は低い正圧にしかならず、送油ができなくなる場合が懸念される。

さらにまた、潤滑油ミストを分離する遠心式潤滑油ミスト分離器71を上記戻り通路72a, 72bの途中に介設し、分離された潤滑油を戻りホース72bを介してクラク室2cに戻し、ミスト分が分離された空気を大気に排出するようにしたので、潤滑油ミスト分だけをクランク室内に戻すことができ、クランク室内に過剰の空気が流入することによる送油効率の低下を回避でき、大気汚染を防止しながらより確実にクランク室内の潤滑油を送油できる。

さらにまた、変速装置を構成する上記メイン軸14, ドライブ軸15の近傍に筒状のボス部60cを形成するとともに、このボルト孔60a内にクランクケース結合用のケースボルト60を挿入し、該ボルト孔60a内面とケースボルト60外面との空間を潤滑油通路とし、上記ボス部60c変速ギヤに指向する分岐孔(潤滑油供給孔)60bを形成したので、専用の潤滑油供給通路を設けることなく変速ギヤの噛合面に潤滑油を供給できる。

また、上記ボルト孔60c内面とケースボルト60外面とで形成される潤滑油通路の他端を、上記ドライブ軸15内に形成されたドライブ軸孔(潤滑油通路)15aの反出力側開口に連通させたので、専用の潤滑油供給通路を設けることなくドライブ軸15の変速ギヤ摺動部に潤滑油を供給できる。

産業上の利用可能性

請求項1の発明によれば、潤滑油ポンプのポンプ軸をクランク軸の一端に接続する構成としたので、クランク軸に直接潤滑油ポンプのインナロータを装着する場合のようにクランク軸の振れがポンプ側に直接伝わることなく、従って潤滑油ポンプをクランク軸の軸受部から軸方向に離れた位置に配置することも可能であり、潤滑油ポンプの配置位置上の自由度を増大できる。

またポンプ内給油通路の他端を潤滑油通路を介して上記潤滑油ポンプの吐出口に連通させたので、上記潤滑油通路の途中に必要なに応じて例えばオイルフィルタを介設でき、上記従来の潤滑油ポンプの吐出口を直ちにクランク軸内の給油通路

に連通させた場合に比較して設計上の自由度を向上できる。

また請求項2の発明によれば、ポンプ軸とクランク軸とを軸直角方向の変位を吸収可能な継ぎ手により接続するとともに、上記ポンプ軸とクランク軸との間に連結パイプを介在させてポンプ軸内のポンプ内給油通路とクランク軸内給油通路とを連通したので、クランク軸とポンプ軸との間に多少の芯ずれが発生した場合でも支障なく潤滑油を上記被潤滑部に供給でき、必要な潤滑性を確保できる。

請求項3の発明によれば、上記潤滑油ポンプを、クランクケースカバーに着脱可能に装着し、かつ該クランクケースカバーに着脱可能に装着されたポンプカバーにより覆ったので、簡単な構造により、潤滑油ポンプを配置でき、かつ潤滑油をクランク軸内給油通路に供給できる。

請求項4の発明によれば、上記潤滑油通路の途中にオイルフィルタを介設し、該オイルフィルタを、上記クランクケースカバーとこれに着脱可能に装着されたフィルタカバーとで形成されたフィルタ室内にエレメントを配設した構成としたので、簡単な構造により潤滑油ポンプの吐出側にオイルフィルタを配置でき必要な潤滑性能を長期間に渡って確保できる。

また潤滑油通路のうち、潤滑油ポンプ吐出口、オイルフィルタ間部分はクランクケースカバーに形成し、オイルフルタ、ポンプ内通路間部分はフィタカバーに形成したので、複雑な潤滑油通路を簡単な構造で実現できる。

請求項5の発明によれば、ポンプカバーとフィルタカバーとを一体形成したので、より一層構造を簡素化できる。

請求項6の発明によれば、上記潤滑油ポンプの吸込み側通路と上記潤滑油通路の上記オイルフィルタ下流側との間に圧力調整用リリーフ弁を介在させたので、簡単な構造により潤滑油ポンプ吐出側圧力を所定圧力によ調整できる。

請 求 の 範 囲

1. クランク軸によって回転駆動され被潤滑部に潤滑油を圧送する潤滑油ポンプを備えたエンジンの潤滑装置において、上記潤滑油ポンプをクランク軸の一端にポンプ軸がクランク軸と実質的に同軸をなすように接続配置し、該潤滑油ポンプにポンプ内給油通路をクランク軸の反対側からクランク軸側に貫通するように形成し、該ポンプ内給油通路の一端をクランク軸に形成されクランク軸の被潤滑部に給油するクランク軸内給油通路に連通させるとともに、他端を潤滑油通路を介して上記潤滑油ポンプの吐出口に連通させたことを特徴とするエンジンの潤滑装置。

2. 請求項1において、上記ポンプ軸に上記ポンプ内給油通路を形成し、該ポンプ軸と上記クランク軸とを軸直角方向の変位を吸収可能な継ぎ手により接続するとともに、上記ポンプ軸とクランク軸との間に連結パイプを上記軸直角方向の変位を吸収可能に介在させ、該連結パイプにより上記クランク軸内給油通路とポンプ内給油通路とを連通したことを特徴とするエンジンの潤滑装置。

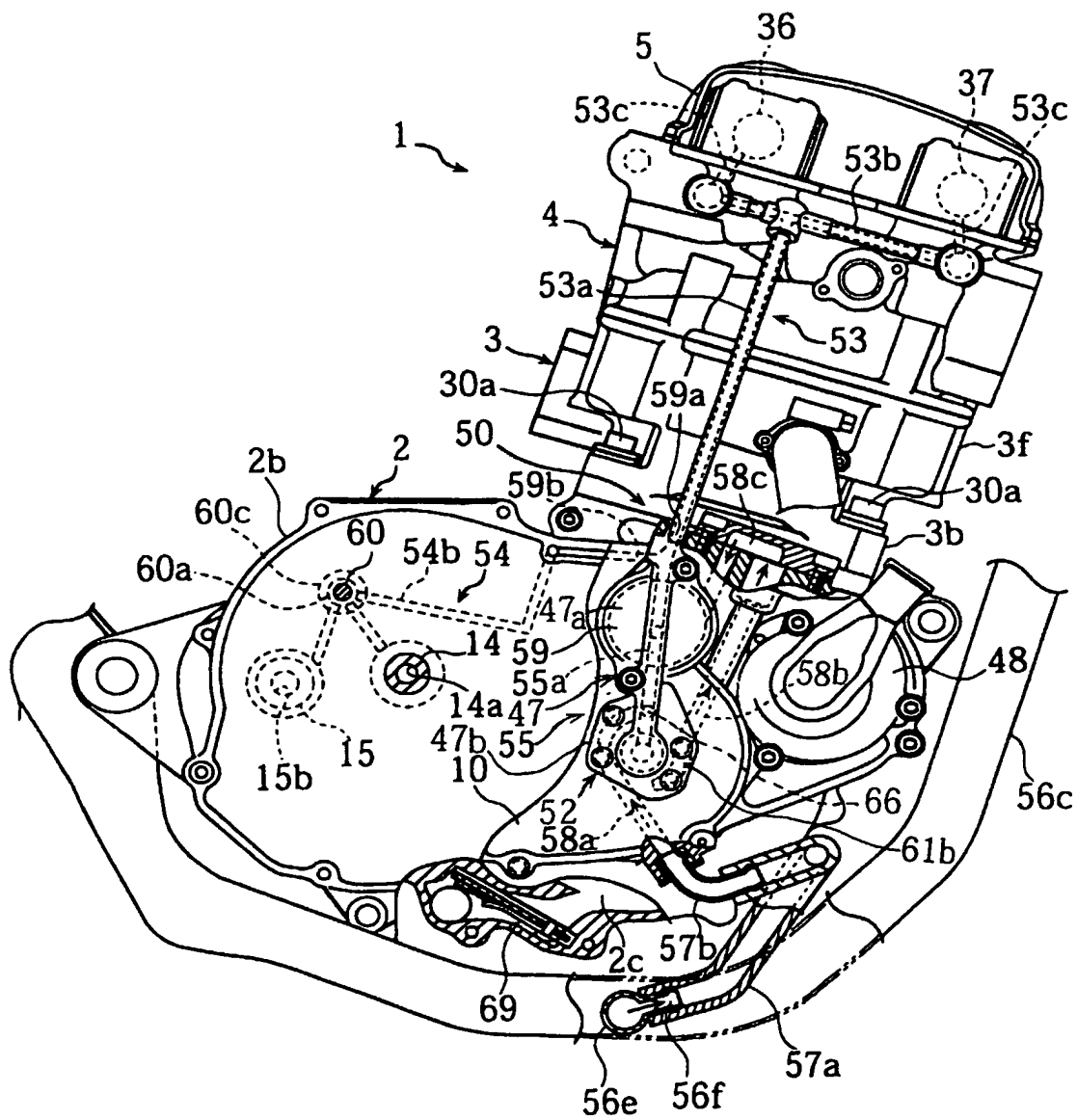
3. 請求項1又は2において、上記潤滑油ポンプは、クランクケースカバーに着脱可能に装着され、かつ該クランクケースカバーに着脱可能に装着されたポンプカバーにより覆われていること特徴とするエンジンの潤滑装置。

4. 請求項3において、上記潤滑油通路の途中にオイルフィルタが介設されており、該オイルフィルタは、上記クランクケースカバーとこれに着脱可能に装着されたフィルタカバーとで形成されたフィルタ室内にエレメントを配設してなり、上記潤滑油通路の潤滑油ポンプ吐出口、オイルフィルタ間部分は上記クランクケースカバーに形成され、オイルフィルタ、ポンプ内通路間部分はオイルフィルタを着脱可能に覆うフィルタカバーに形成されていることを特徴とするエンジンの潤滑装置。

5. 請求項4において、上記ポンプカバーとフィルタカバーが一体形成されていること特徴とするエンジンの潤滑装置。

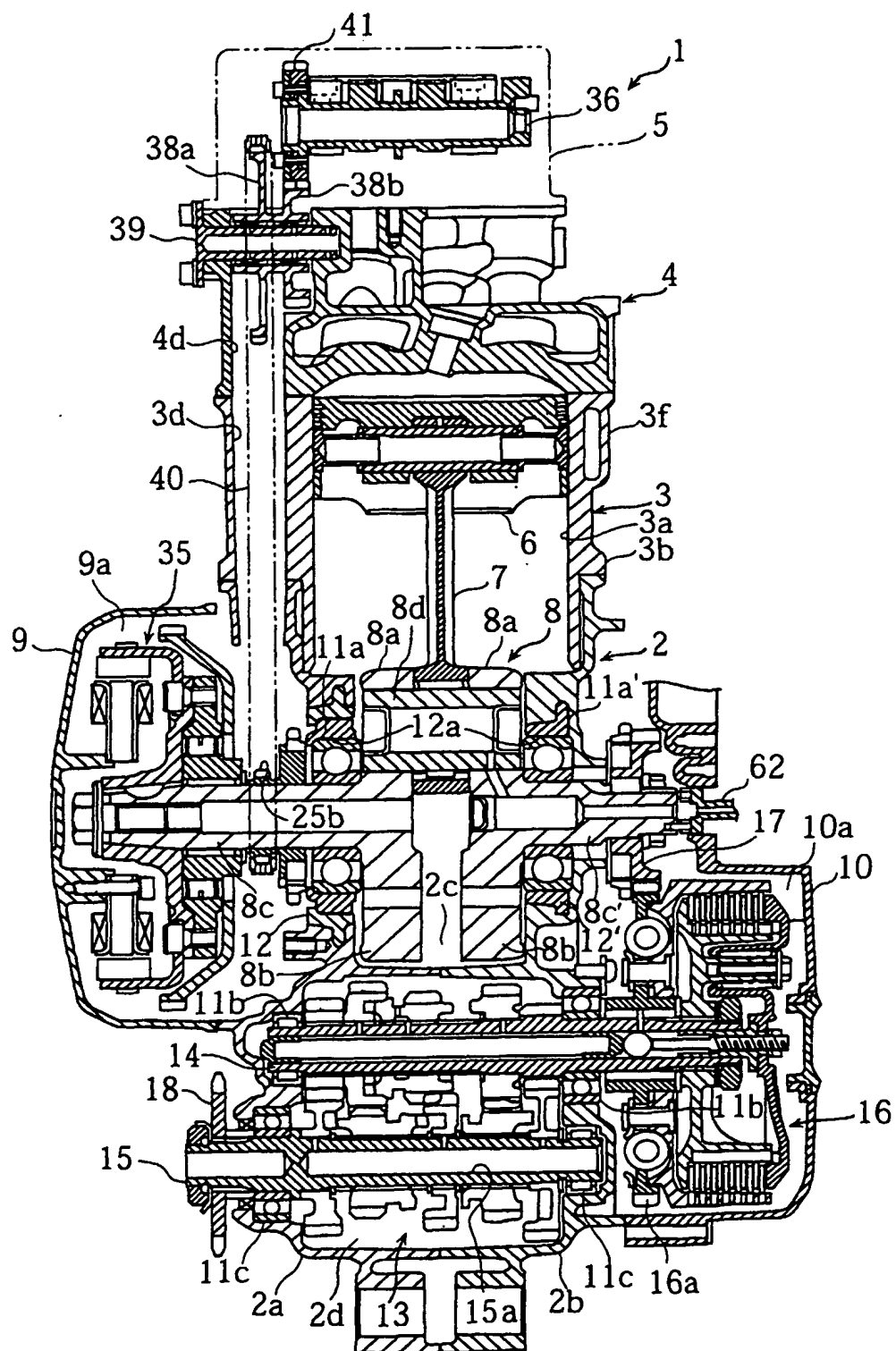
6. 請求項4又は5において、上記潤滑油ポンプの吸込み側通路と上記潤滑油通路の上記オイルフィルタ下流側とが圧力調整用リリーフ弁を介して連通されていることを特徴とするエンジンの潤滑装置。

図 1



2 / 21

図2



差替え用紙 (規則26)

図3

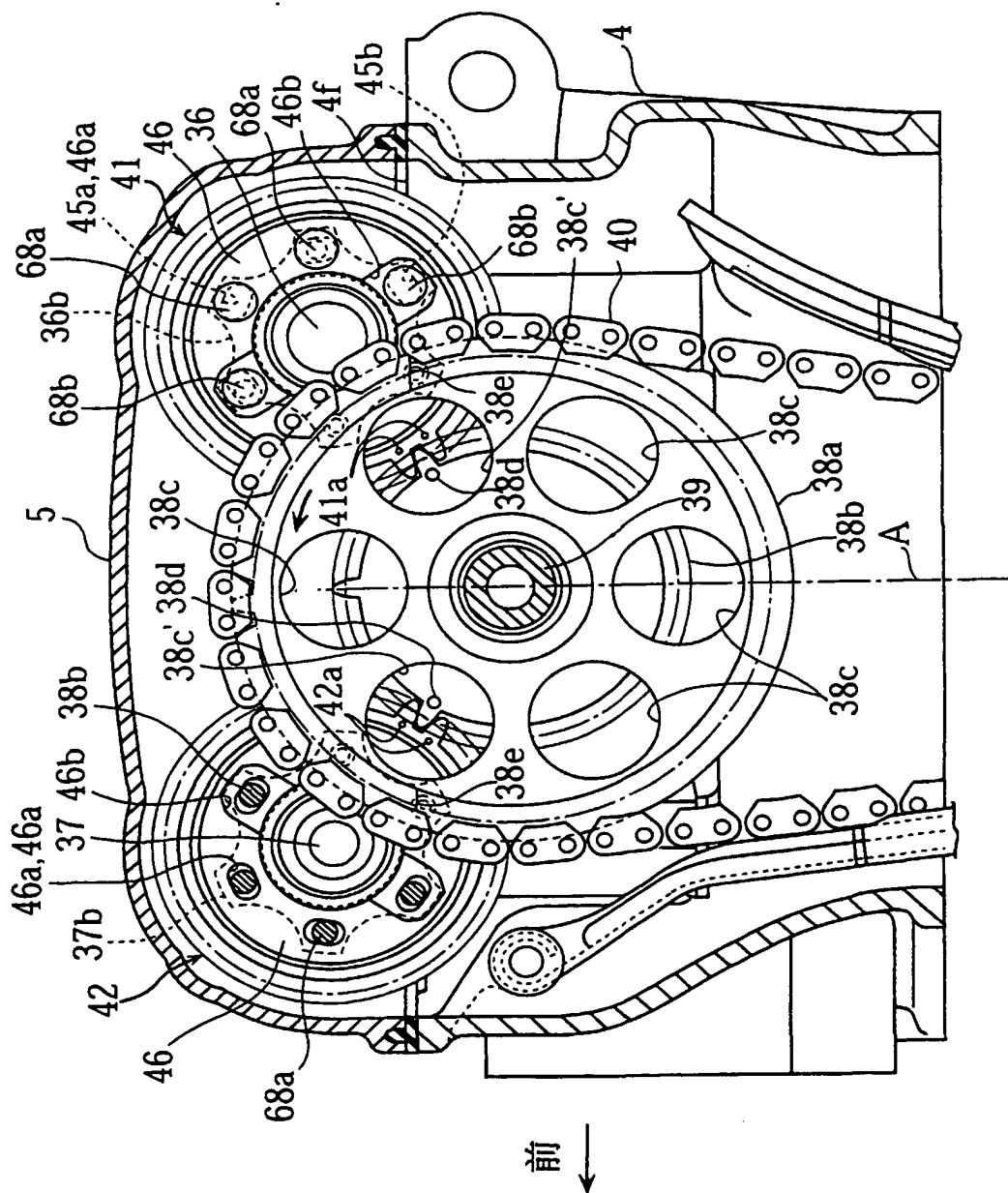


図4

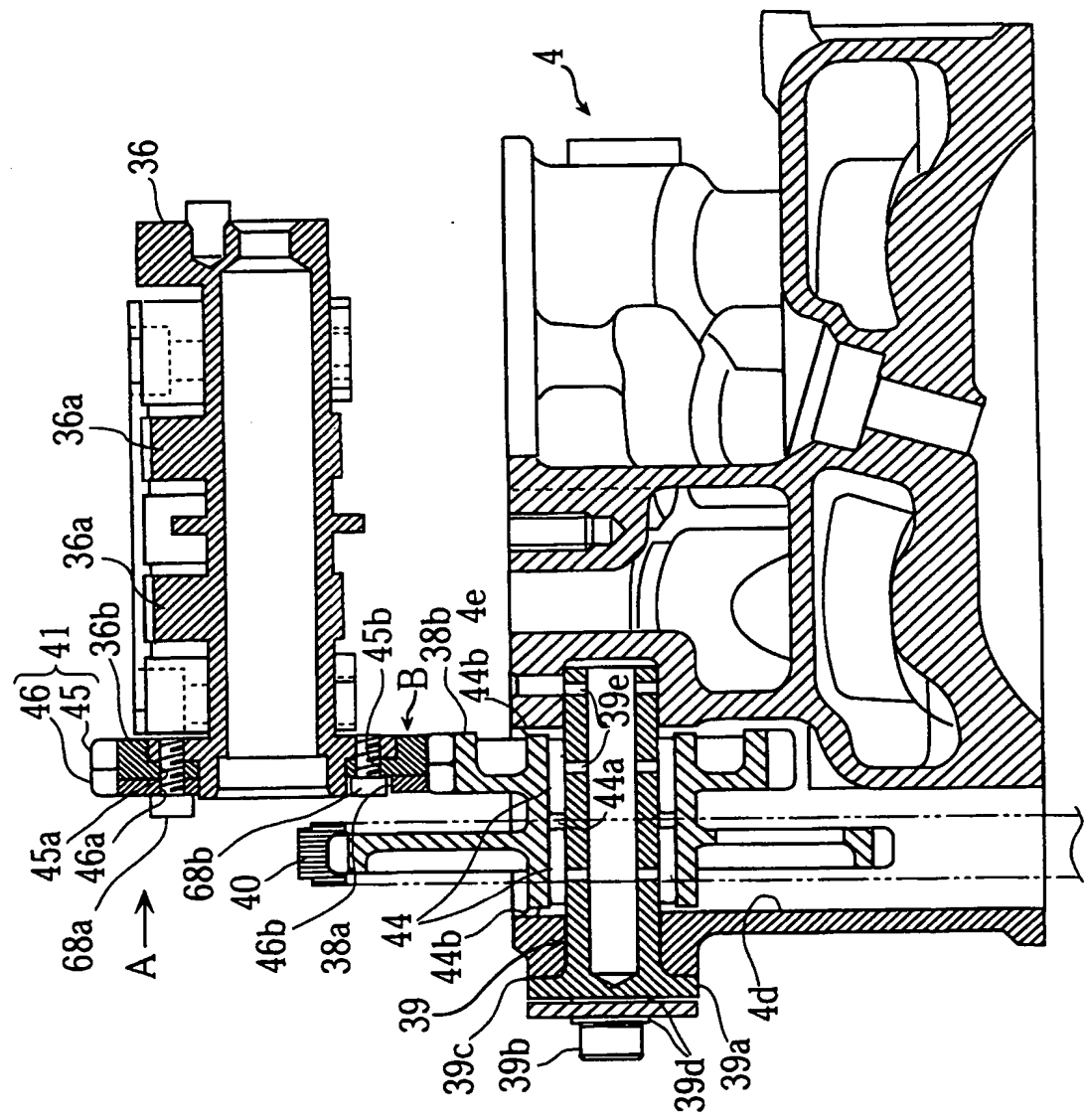


図5

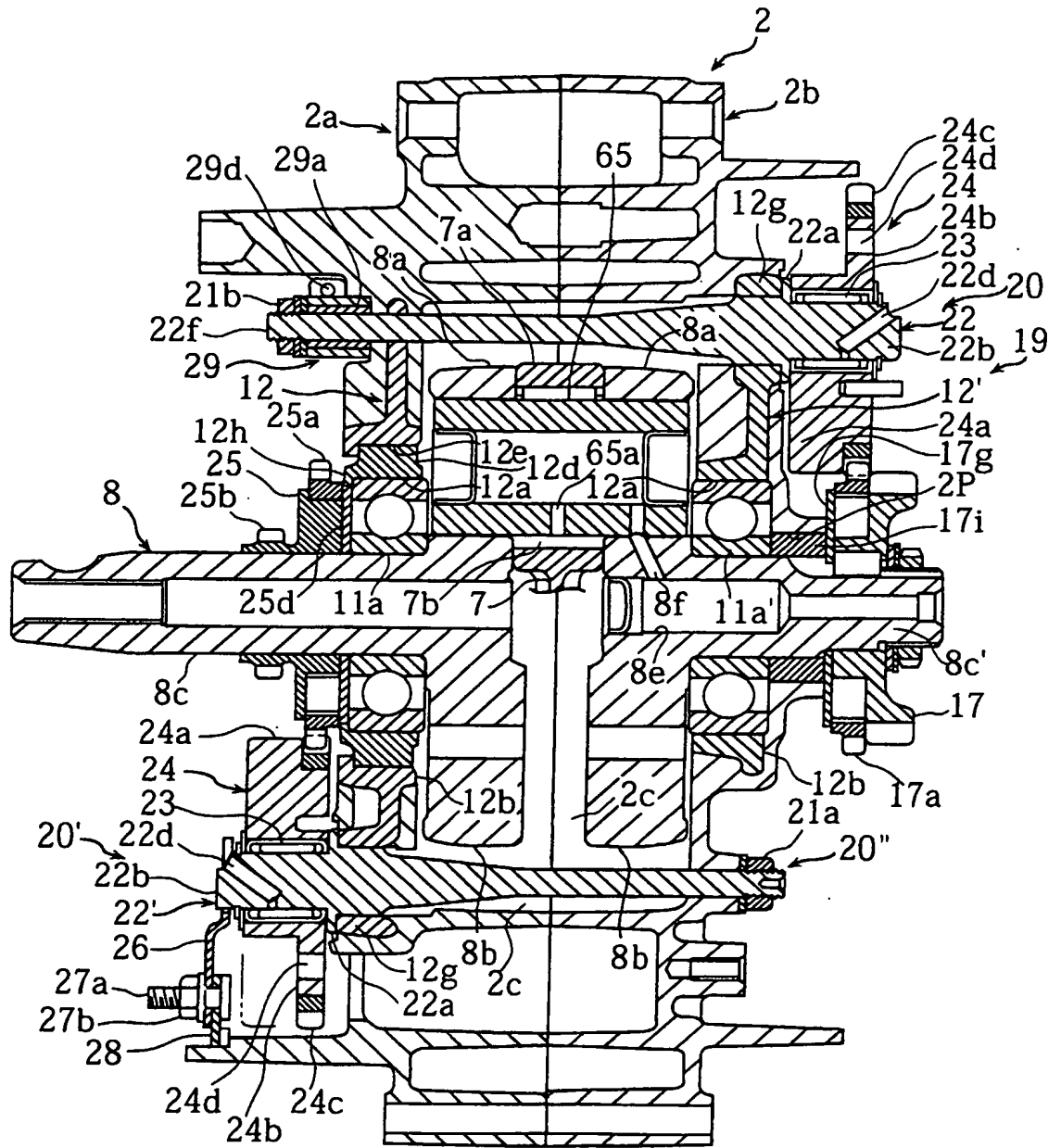


図6

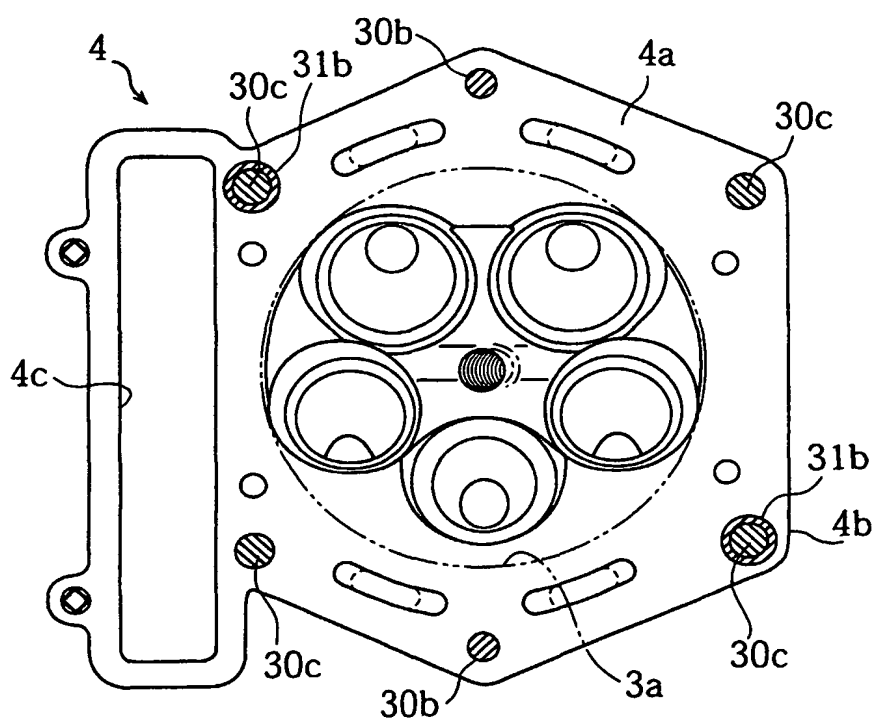


図 7

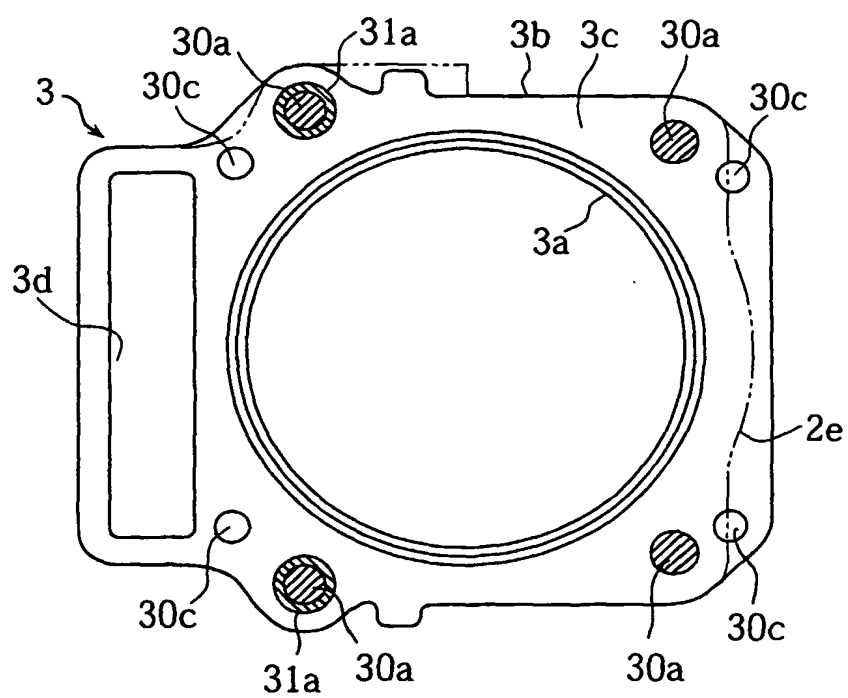


図8

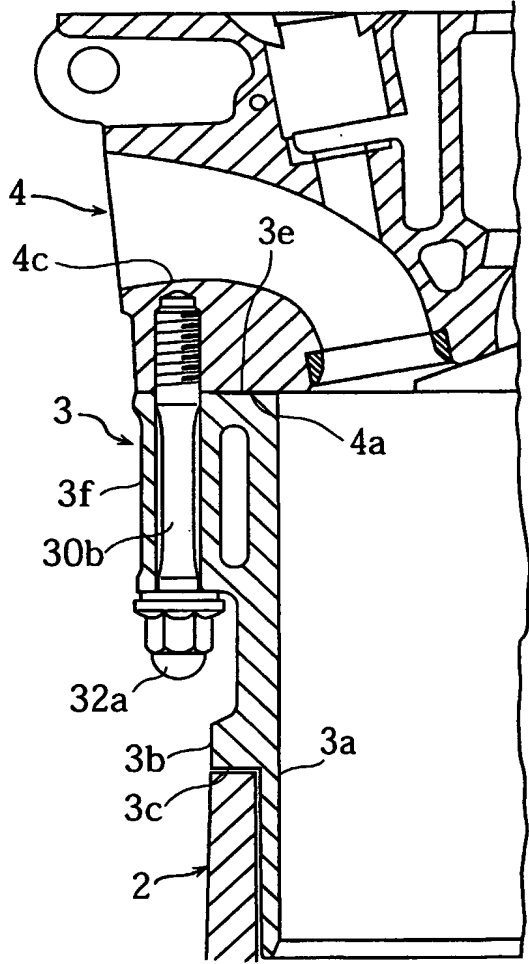


図9

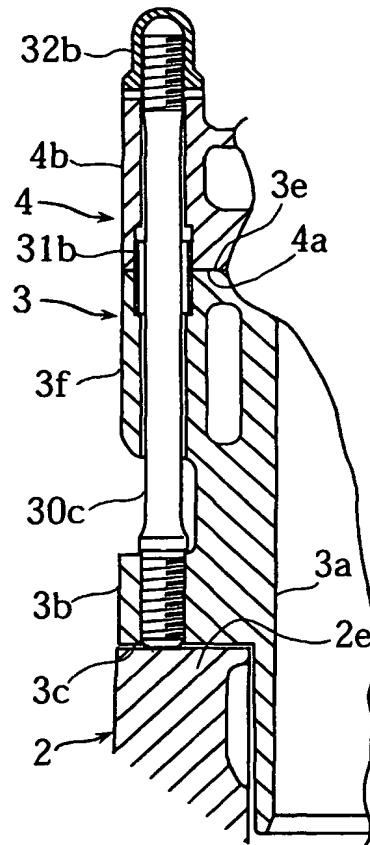


図 10

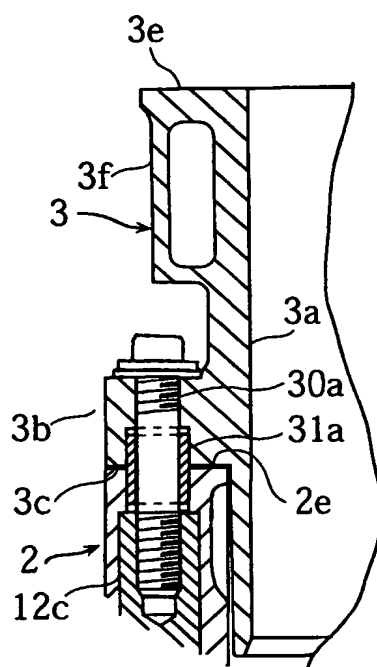


図11

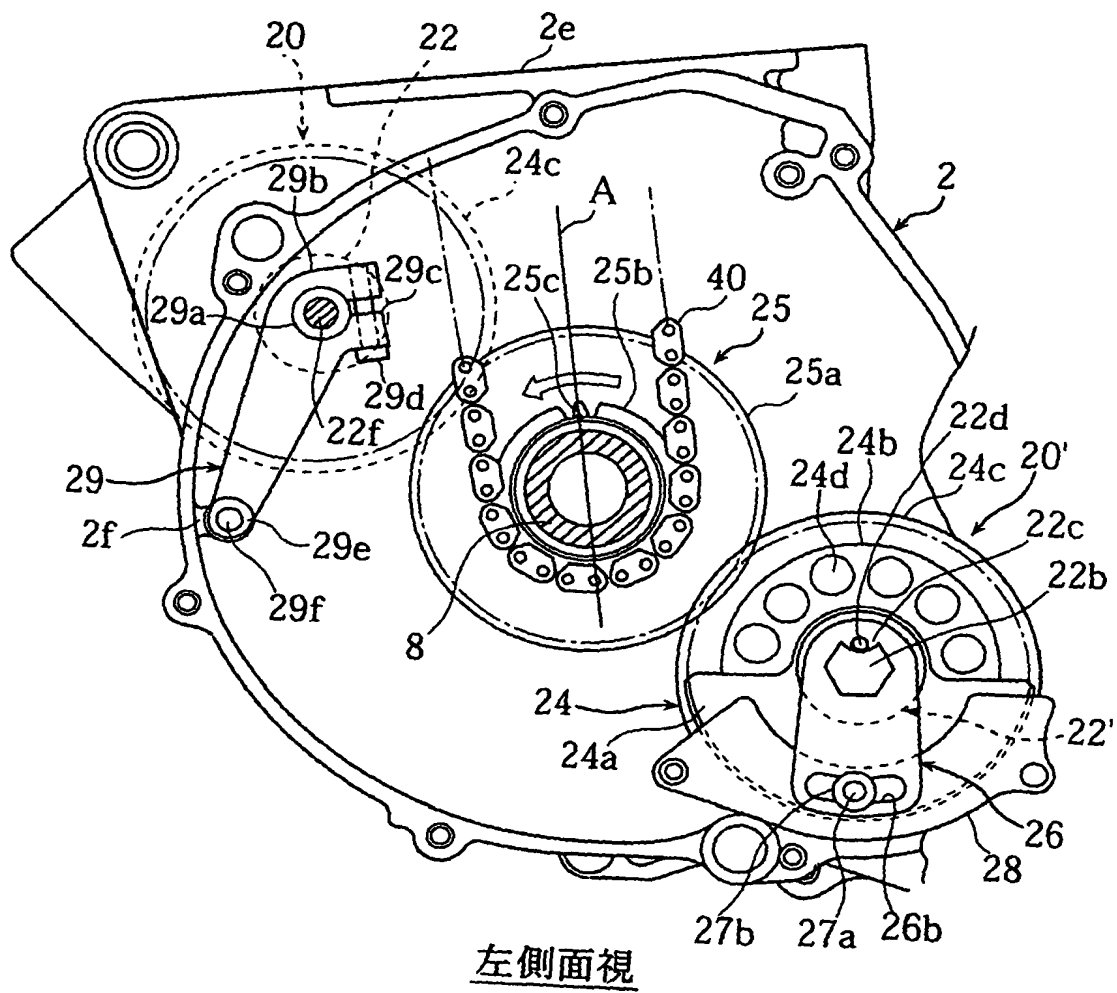


図12

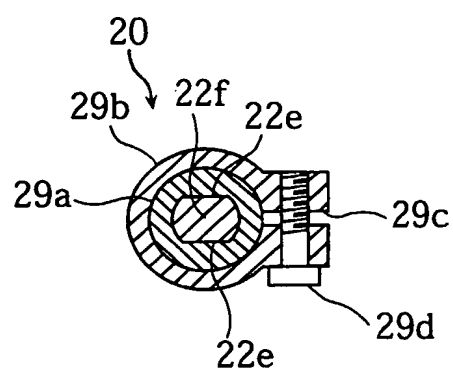


図13

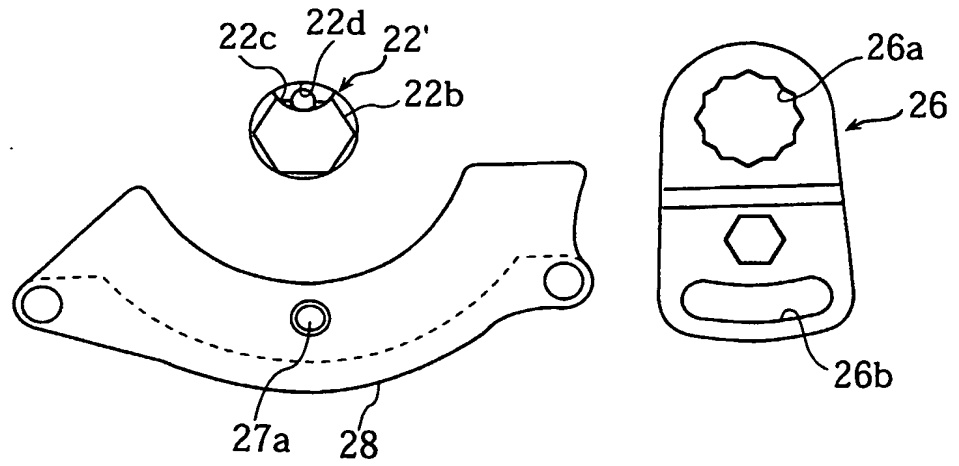
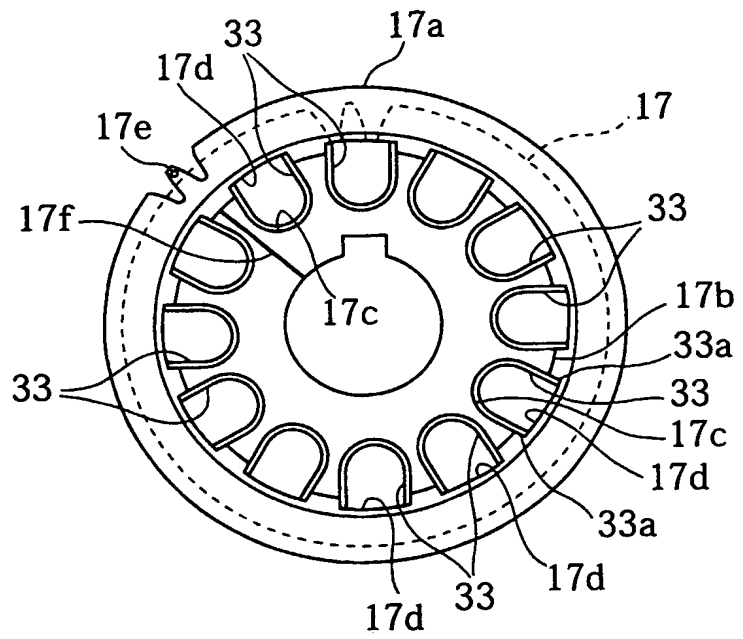
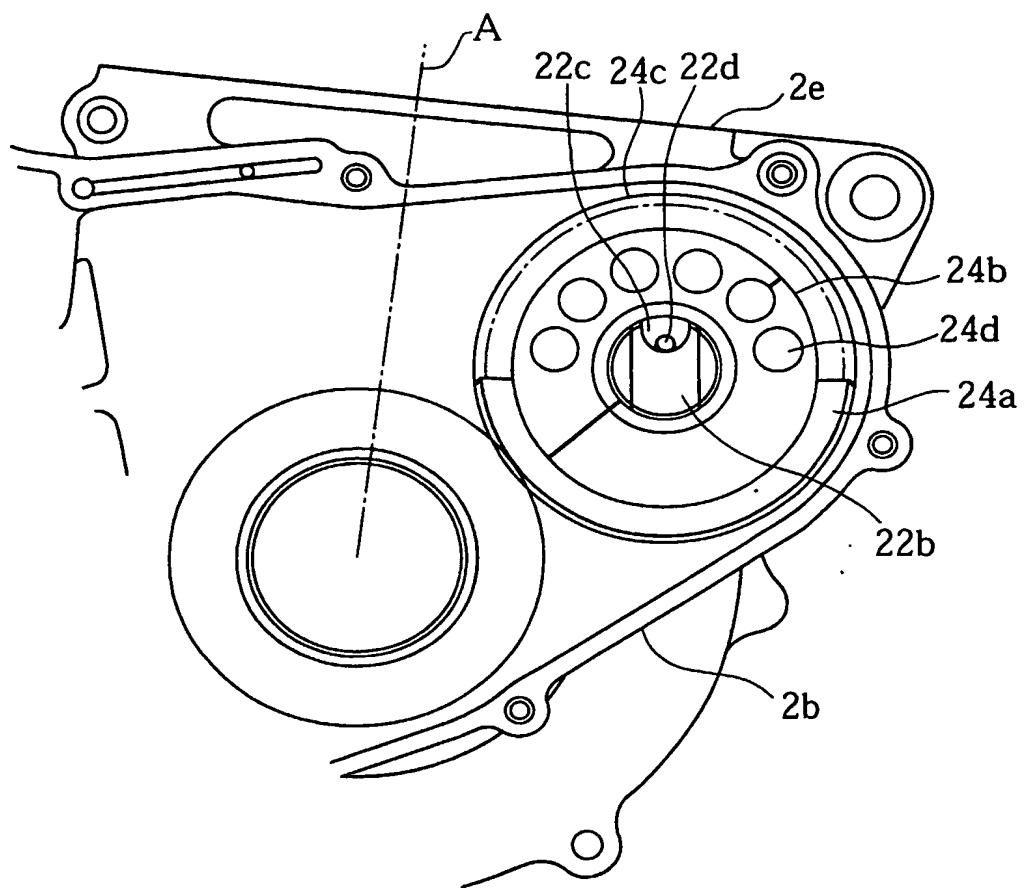


図 14



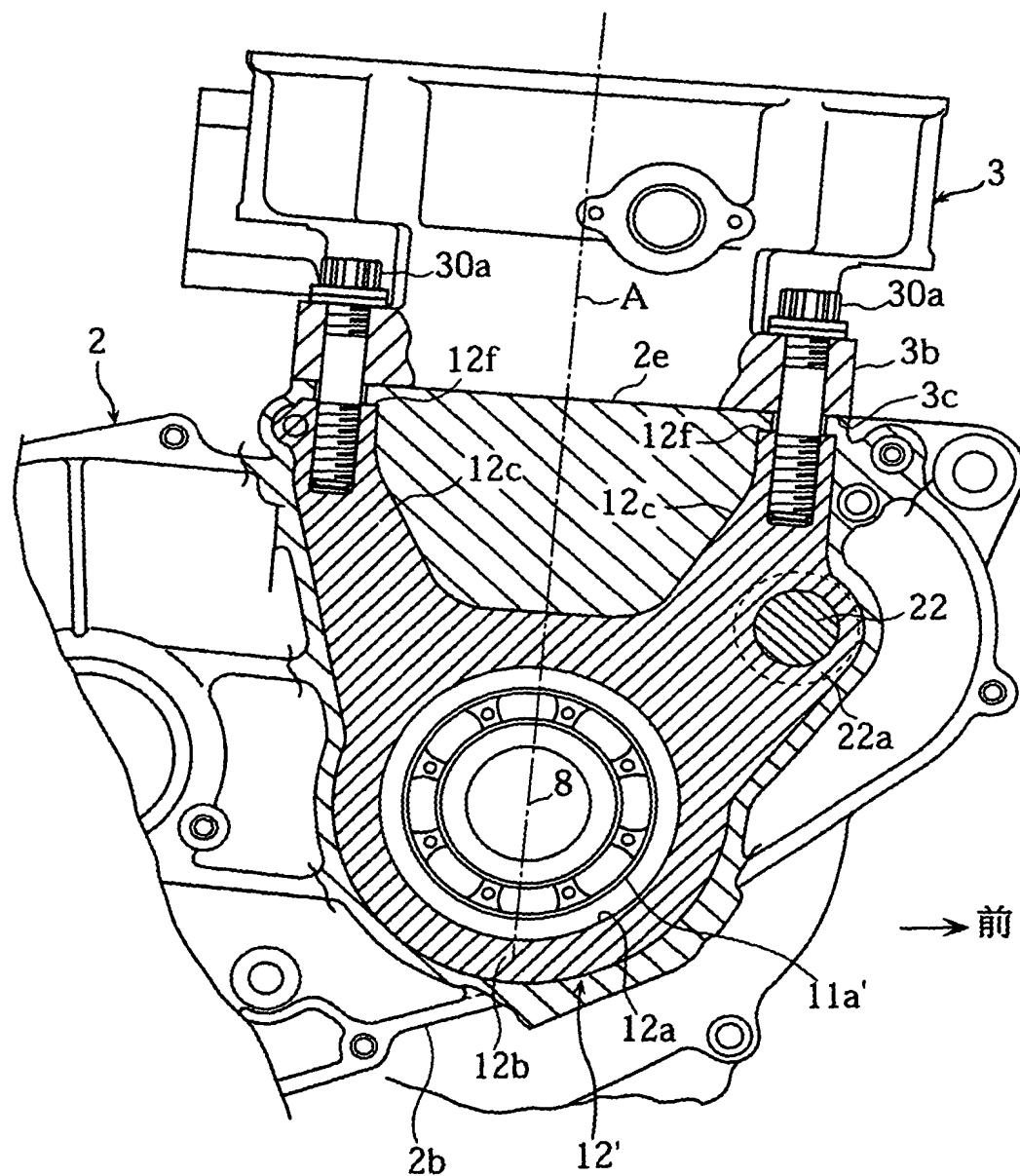
左側面視

図15



右側面視

図16



右側面視

図 17

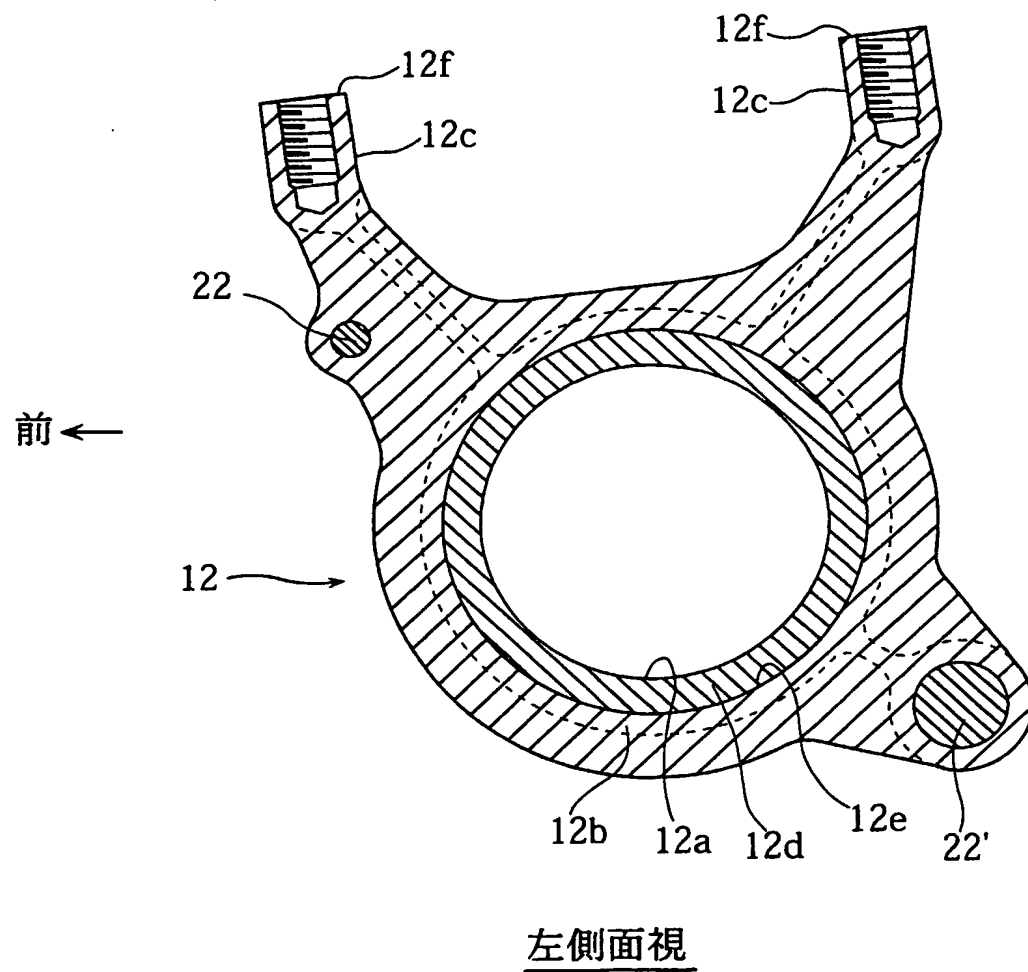


図18

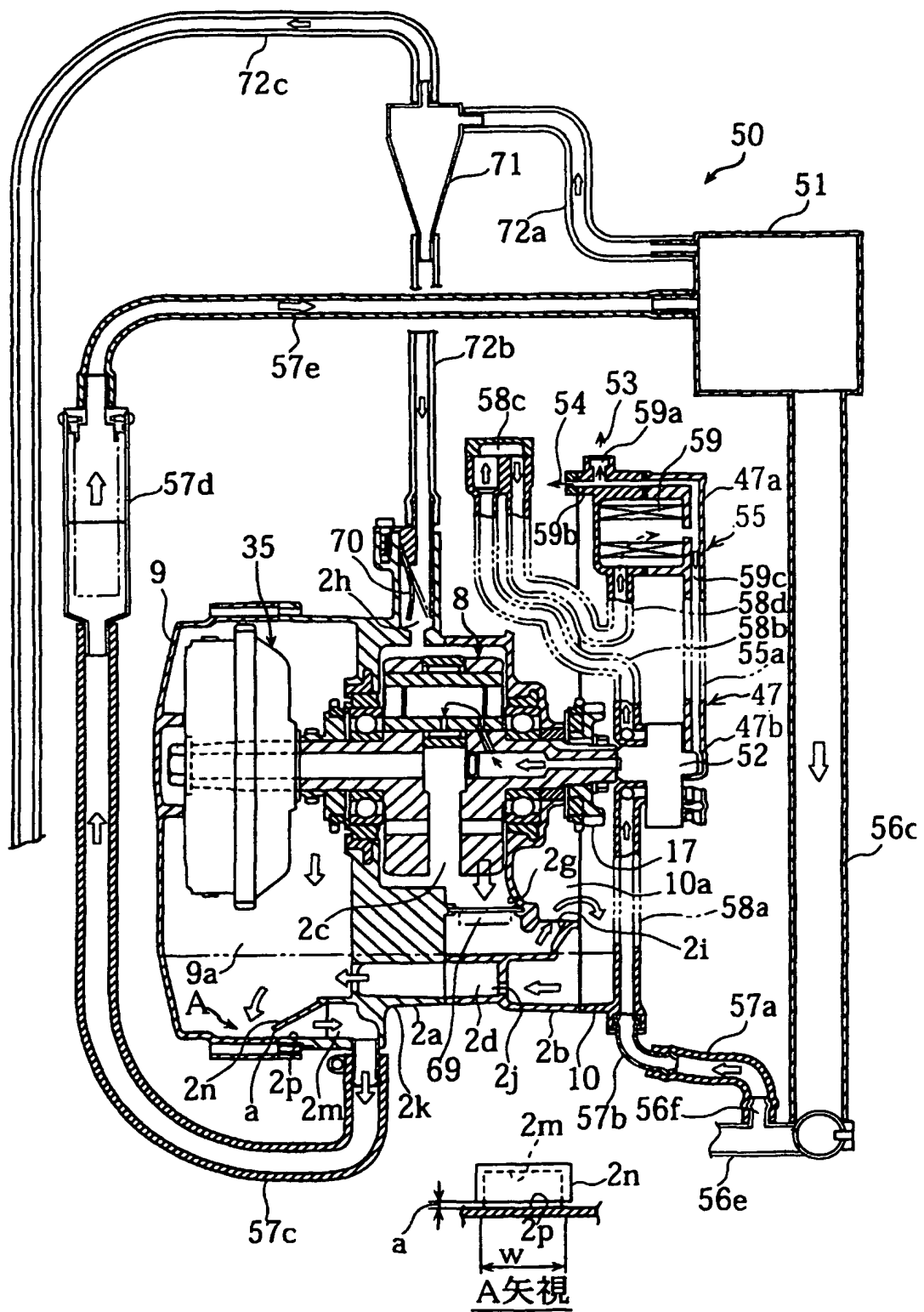


図19

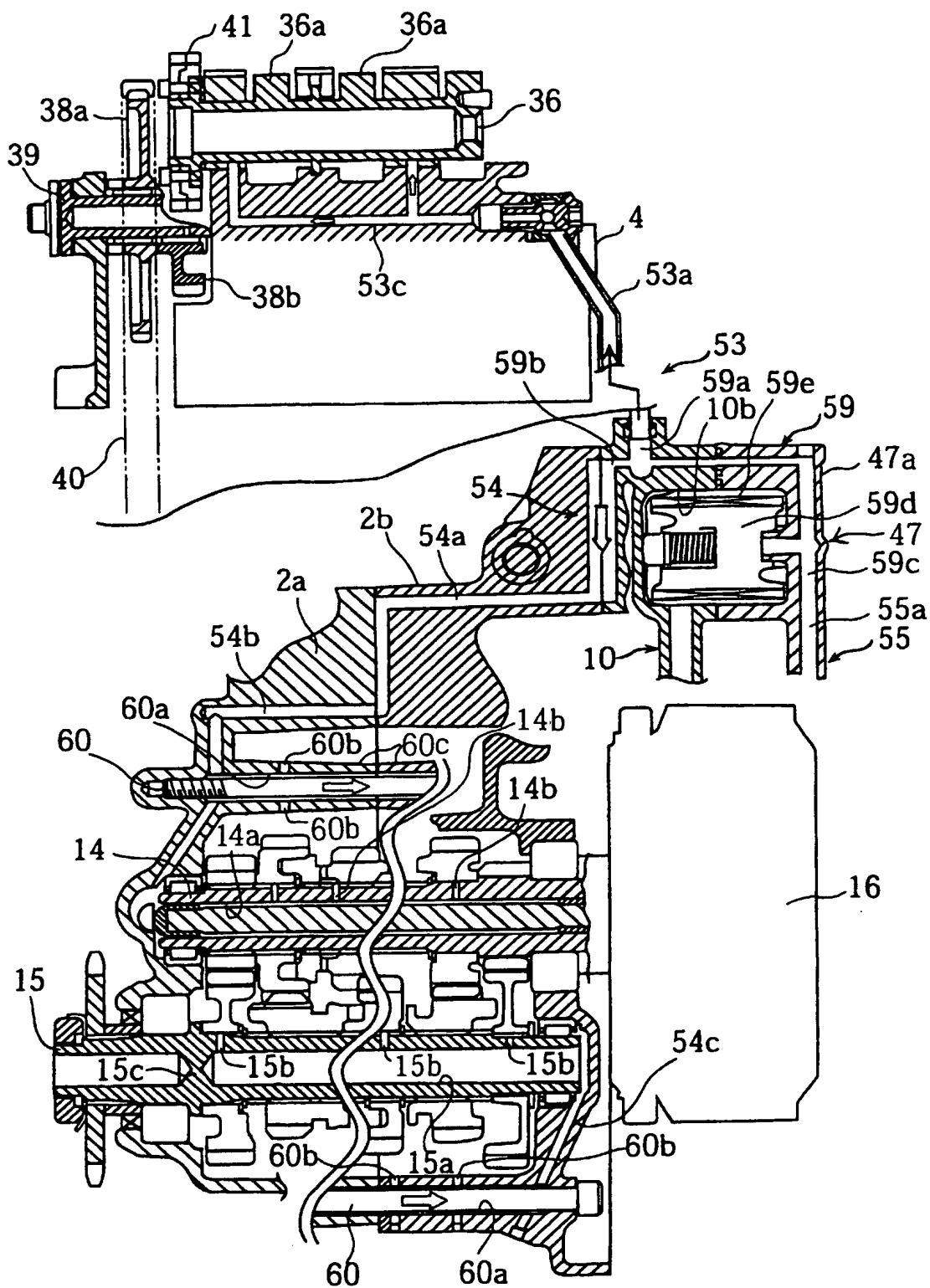
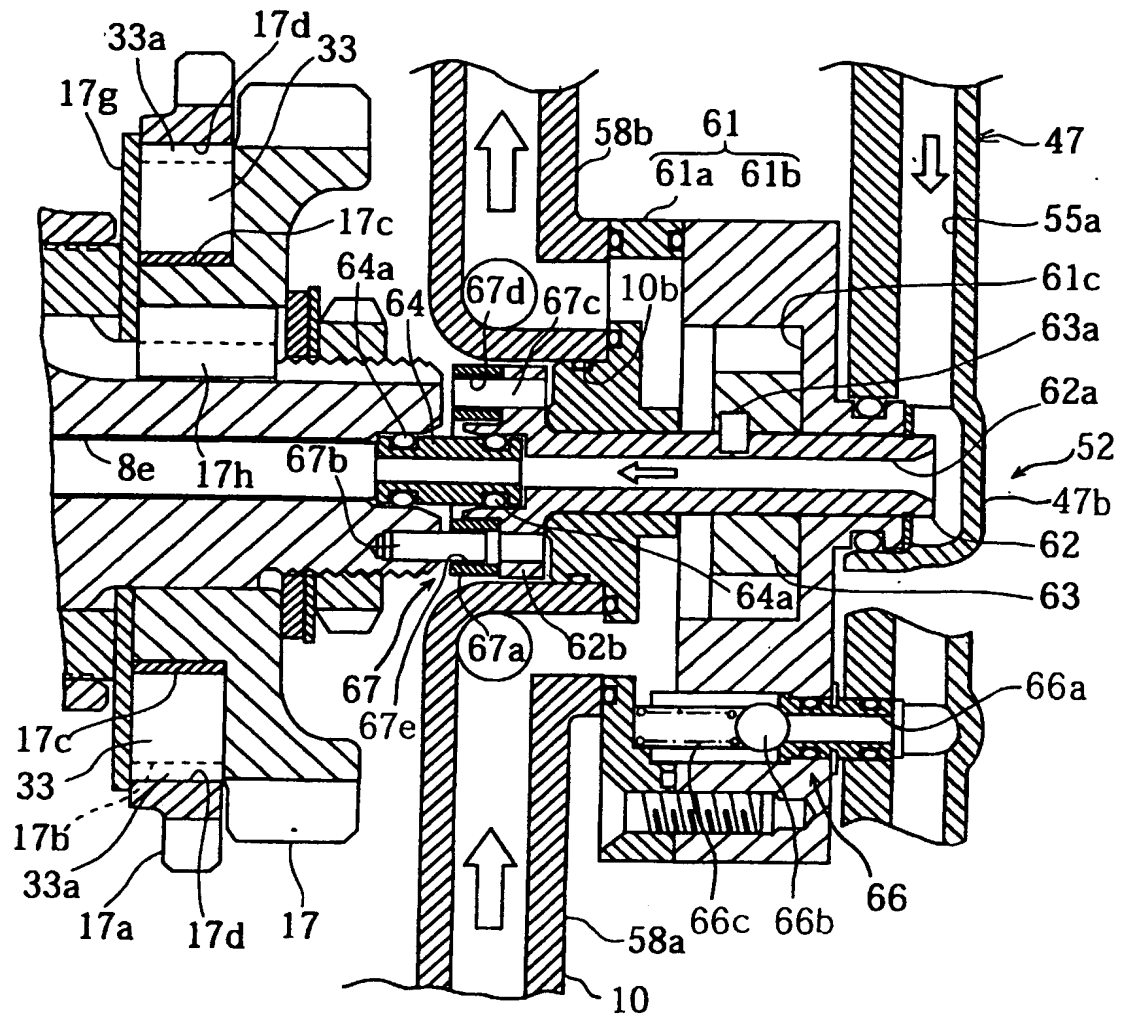
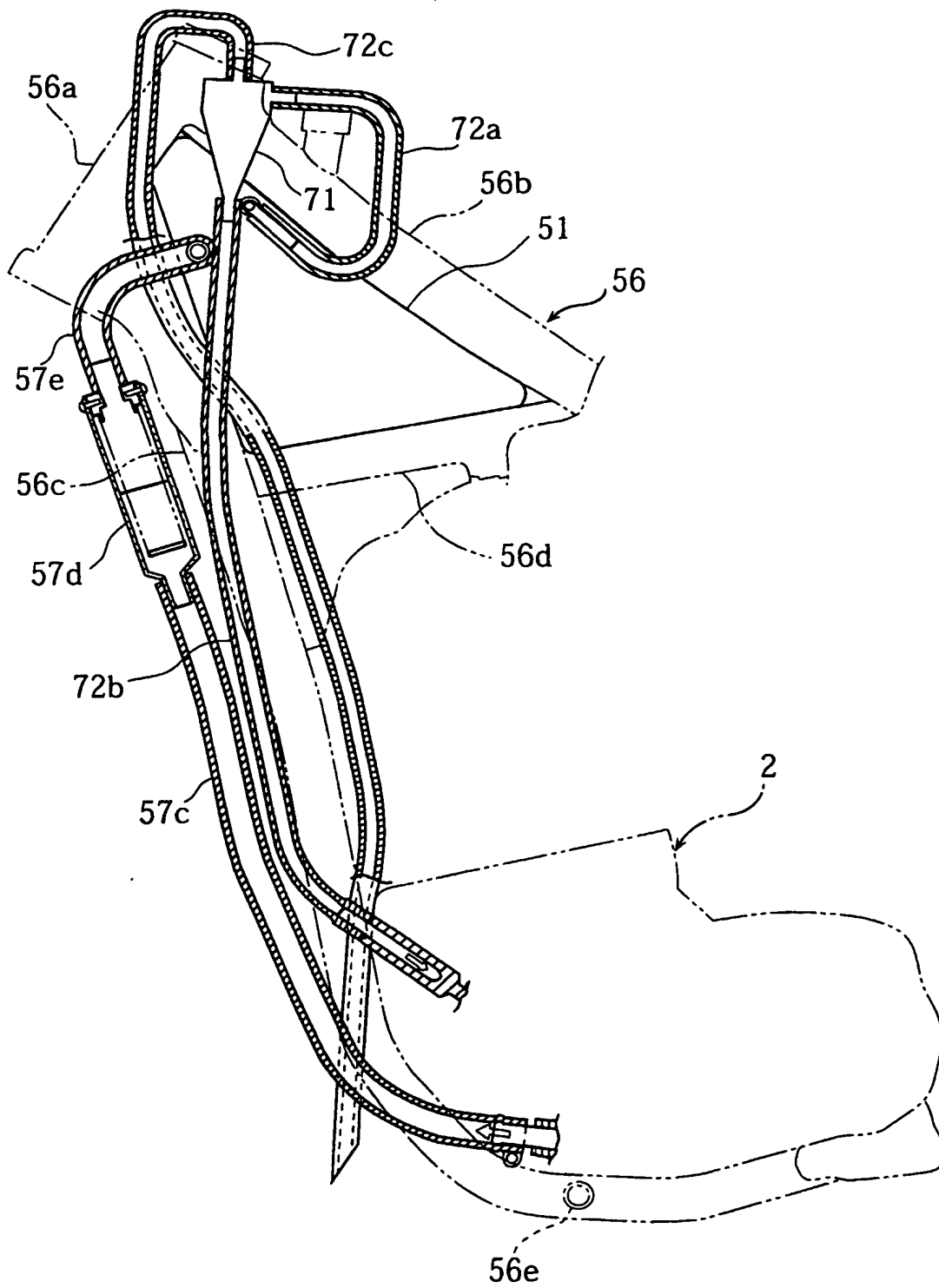


図20



21 / 21

図21



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/01824

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F01M1/02, F01M1/06, F01M11/03

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F01M1/02, F01M1/06, F01M11/03

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 4-76209 A (Honda Motor Co., Ltd.),	1, 3-5
Y	11 March, 1992 (11.03.92),	6
A	Full text; Figs. 1 to 3 (Family: none)	2
Y	JP 8-21222 A (Nissan Motor Co., Ltd.),	6
	23 January, 1996 (23.01.96),	
	Full text; Figs. 1 to 8 (Family: none)	

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier document but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
08 May, 2003 (08.05.03)

Date of mailing of the international search report
20 May, 2003 (20.05.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl¹ F01M1/02, F01M1/06, F01M11/03

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl¹ F01M1/02, F01M1/06, F01M11/03

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2003年
 日本国登録実用新案公報 1994-2003年
 日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 4-76209 A (本田技研工業株式会社)	1, 3-5
Y	1992.03.11, 全文, 第1-3図 (ファミリーなし)	6
A		2
Y	JP 8-21222 A (日産自動車株式会社)	6
	1996.01.23, 全文, 第1-8図 (ファミリーなし)	

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願


の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 08.05.03

国際調査報告の発送日 20.05.03

国際調査機関の名称及びあて先
 日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号 100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)
 黒瀬 雅  3T 8508
 電話番号 03-3581-1101 内線 3395